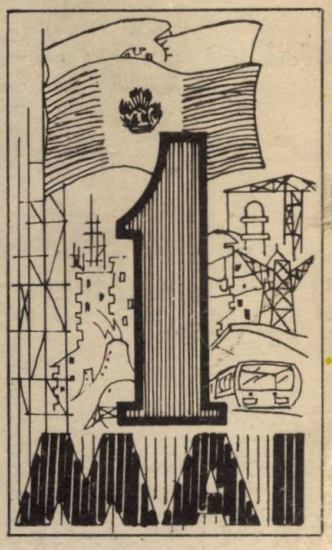
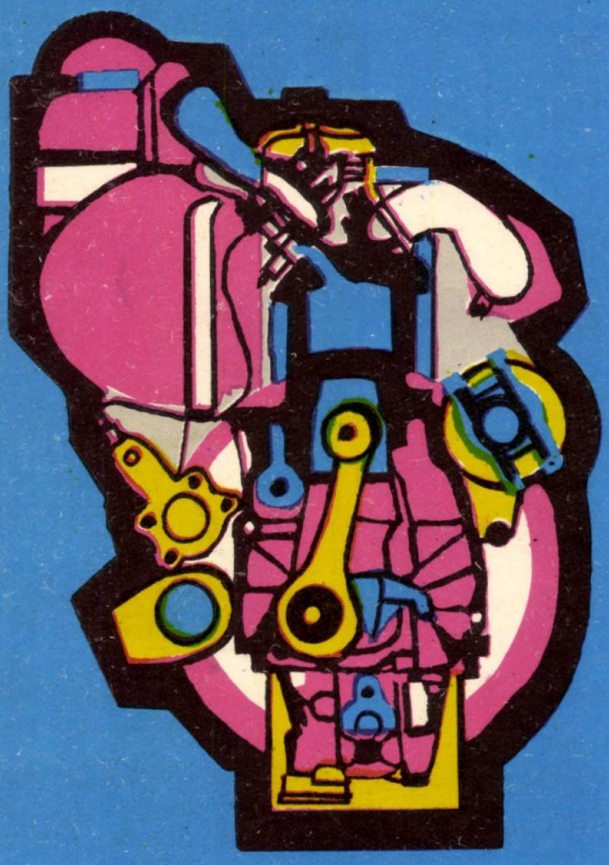
E3279
REFERÁLVA
R 1989 -09- 19
GSE

CONSTRUCTIA DE MASINI





- Proiectare cu calculatorul
- Sisteme flexibile de producţie
- Control nedistructiv

BUCUREŞTI ■ XXXXI ■ APRILIE ■ 1989

4

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
EDITOR : OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
ANUL XXXXI, 4, aprilie, 1989

ORSZÁGOS MŰSZAKI INFORMÁCIÓS KÖZPONTES KÖNYVTÁR 1893

CUPRINS

Proiectare cu calculatorul

PETHÖ, L. : **O nouă metodă de discretizare a structurilor plane complexe** 167

PETHÖ, L. : **Amortizarea procesului de discretizare a structurilor plane complexe** 173

PETHÖ, L. : **Aplicarea metodei elementelor de frontieră, la studiul concentrărilor de tensiuni, într-o epruvetă crestată** 175

HOROVITZ, A., BĂLTĂȚEANU, ERIKA, FRANZ, HEIDRUN, GHERESCU, C. : **Utilizarea microcalculatorului TIM-S la proiectarea organelor de mașini** 181

MITREA, A., MITREA, P., VERMEȘAN, G. : **Asupra determinării funcției obiectiv a unui proces metalurgic (I)** 185

Sisteme flexibile de producție

TOTU, A. : **Strategii în alocarea sculelor așchietoare din cadrul sistemelor flexibile de producție** 189

TOPAL, D. : **Structurarea și modernizarea montajului** 196

Metode și aparate de control nedistructiv

NICOLAU, P., TUDORA, A., GHEORGHIU, A., POPA, M., MILITARU, A., TUDORA, M., NĂSTASE, E. : **Palpator unghiular cilindric de 70°, frecvență 2 MHz, pentru instalația automată de control ultrasonic al sudurilor** 201

TUDORA, A., CĂTA-DANIL, G., GHEORGHIU, A., TUDORA, M. : **Metodă de determinare a frecvenței de control a palpatoatoarelor ultrasonice** 205

ALBU, E. : **Influența temperaturii asupra controlului cu ultrasunete al îmbinărilor sudate** 207

BALAȘIU, D. : **Metodă electromagnetică de control al tratamentelor de detensionare** 213

Semnal

NĂSTASE, G. : **Modernizarea producției — un imperativ mereu actual** 215

Revista apare sub îndrumarea
Consiliului științific al Institutului Central pentru Construcții de Mașini

Redactor șef : ing. Teodosia Oprescu
Redactor : Șerban Teodorescu

SUMARE

CZ : 620.1

Pethö, L.: **O nouă metodă de discretizare a structurilor plane complexe**

Pentru discretizare, prin metoda prezentată, se acoperă structuri complexe cu rețele elastice avînd forme geometrice regulate, simple, prediscretizate numai în elemente finite dreptunghiulare. Suprapunerea conturului rețelei peste conturul corpurilor reale ale structurii se realizează prin deplasări impuse nodurilor rețelei rezultînd noile poziții ale punctelor nodale și configurații ale elementelor finite.

Construcția de mașini 41 (1989), nr. 4, 5 fig., 1 tab. 2 ref. bibl.

CZ : 620.1

Pethö, L.: **Automatizarea procesului de discretizare a structurilor plane complexe**

Pentru analizarea structurilor deosebit de complexe, în schema de funcționare a procesului de discretizare (fig. 2), se introduce un preprocesor SAP, denumit „RED" (rețele elastice de discretizare), care asigură suprapunerea conturilor inițiale ale rețelelor elastice peste cele ale corpurilor reale, precum și posibilități multiple de intervenție, reluare, control grafic și valoric.

Construcți de mașini, 41 (1989), nr. 4, 2 fig., 3 ref. bibl.

CZ : 620.1

Pethö, L.: **Aplicarea metodei elementelor de frontieră la studiul concentrărilor de tensiuni într-o epruvetă crestată**

Prin aplicarea combinată a metodei elementelor finite ca metoda elementelor de frontieră, în scopul determinării tensiunii maxime din concentratorul unei epruvete, se obțin valori mai exacte ale coeficienților de formă. Metoda elementelor finite conduce la deplasări precise ale nodurilor de pe frontiera domeniului studiat, iar metoda elementelor de frontieră permite discretizarea numai a frontierei domeniului din apropierea concentratorului.

Construcția de mașini, 41 (1989), nr. 4, 6 fig., 4 tab., 3 ref. bibl.

CZ : 621.001.1

Horovitz, A., Băltățeanu, Erika, Franz, Heidrun, Gherescu, C.: **Utilizarea microcalculatorului TIM-S la proiectarea organelor de mașini**

Prin folosirea pachetelor de programe prezentate, în activitatea de dimensionare-verificare a organelor de mașini, proiectantul beneficiază de următoarele avantaje :

— reducerea drastică a timpului de muncă destinat acestei activități ;

— eliminarea erorilor care apar, inerent, la efectuarea unor calcule manuale ;

— obținerea rapidă a unei soluții constructive optime ;

— utilizarea facilă a inteligenței investite în algoritmul programului.

Construcția de mașini, 41 (1989), nr. 4, 6 fig.

CZ : 669.033.4

Mitrea, A., Mitrea, P., Vermeșan, G.: **Asupra determinării funcției-obiectiv a unui proces metalurgic (I)**

Lucrarea studiază problema determinării funcției-obiectiv a unui proces metalurgic, sub formă liniară. În acest scop, se utilizează metoda celor mai mici pătrate și unele teste de natură statistică (Student, Fischer). Algoritmul, a cărui schemă logică este prezentată în figura 1, a fost implementat pe un calculator M 18 utilizînd limbajul FORTRAN. Modelul se aplică în studiul dependenței unor calități ale stratului nitrurat (duritate, grosime, rezistență la uzare, fragilitate) în raport cu duritatea inițială, temperatura de nitrurare și durata de menținere.

Construcția de mașini, 41, (1989), nr. 4, 1 fig., 2 tab., 5 ref. bibl.

CZ : 669.1.002.5

Totu, A.: **Strategii în alocarea sculelor aşchietoare din cadrul sistemelor flexibile de producție**

Această lucrare prezintă influența diferitelor strategii utilizate în alocarea sculelor aşchietoare din cadrul SFP asupra productivității și flexibilității sistemului.

Construcția de mașini, 41 (1989), nr. 4, 8 fig., 2 ref. bibl.

CZ : 621.75

Topal, D.: **Structurarea și modernizarea montajului**

În acest articol sînt analizate principalele căi de modernizare a montajului pentru produsele complexe sau simple de serie mică. Din întreaga gamă de modalități de soluționare pentru modernizarea montajului în acest domeniu, au fost prezentate și omologate cele cu ponderea cea mai mare și deci cele mai importante: structurarea (sau restructurarea) montajului și structurarea (sau restructurarea) produsului.

Construcția de mașini, 41 (1989), nr. 4, 5 fig., 9 ref. bibl.

CZ : 620.179.16.05

Nicolau, P., Tudora, A., Gheorghiu, A., Popa, M., Militaru, A., Tudora, M., Năstase, E.: **Palpator unghiular cilindric de 70°, frecvență 2 MHz, pentru instalația automată de control ultrasonic al sudurilor longitudinale și spirale**

Dezvoltarea controlului ultrasonic în instalații automate a dus la necesitatea realizării în țara noastră a palpatorului unghiular cilindric de 70°C, frecvență 2 MHz. A fost realizat materialul piezoceramic dé tip titanat-zirconat de plumb, din care sînt făcute elementele piezoceramice ale acestui palpator. A fost studiată comportarea undelor acustice la interfața solid/solid de tipul plexiglas/oțel, în vederea alegerii materialului care să conducă la valori ridicate ale coeficientului de transmisie al undei transversale în oțel (T_{t1}) și în același timp la valori mici ale coeficientului de reflexie al undelor longitudinală și transversală în plexiglas (R_{11} și R_{t1}). Acest plapator fiind cuplat cu o pernă de apă a fost necesar să se studieze interfața solid/lichid/solid (plexiglas/apă/oțel) determinînd dependența coeficientului de transmisie al undei transversale în oțel de grosimea pernei de apă. Pentru atenuarea undelor reflectate nedorite în plexiglas, a fost proiectat ghidul de undă acustică. Au fost studiate experimental mai multe rețete de material atenuator cu scopul de a amortiza celelalte moduri de vibrație ale elementului piezoceramic, singurul mod de oscilație folosit fiind modul fundamental în grosime.

Construcția de mașini, 41 (1989), nr. 4, 3 fig., 9 ref. bibl.

CZ : 620.179.16

Tudora, A., Căta-Danil, Gheorghiu, A., Tudora, M.: **Metodă de determinare a frecvenței de control a palpatoanelor ultrasonice**

În lucrare se prezintă o metodă ieftină și precisă de determinare a frecvenței de control (de lucru) a palpatoarelor ultrasonice. Metoda constă din analiza Fourier computerizată a semnalului obținut pe defectoscopul ultrasonic de la un ecou de referință. Frecvența de control se determină ca medie geometrică a frecvențelor limită inferioară și superioară ce definesc lărgimea la semiînălțime a maximului din spectrul de frecvență al palpatorului.

Construcția de mașini, 41, (1989), nr. 4, 5 fig., 5 ref. bibl.

CONTENTS

CZ : 620.1

Pethö, L.: **A new discreteness method of complex plane structures**

The discreteness method, cevers, complex structures with elastic nets having regular, simple, geometrical forms, which are prediscreted only in the final rectangular elements. The super position of the net outline over the outline of the real. Structure is achieved by moving the net's knots, obtaining thus the neux, positions of the knot points and new configfuration of the final elements.

Construcţia de maşini, 41 (1989), nr. 4, 5 figs., 1 Tab., 2 bibl. paps.

CZ : 620.1

Pethö, L.: **The automation of the discretness process of complex plane structures**

For analising the complex structures, in the processing line of discretness (fig. 2) must'bé introduced a preprocessor SAP, named EMD (elastic nets of discretness), which enables a superposition of the initial outline of the elastic nets over the real ones, as well as a multitude of posibilities to interfere, to replay, and also graphic and values control.

Construcţia de maşini, 41 (1989), nr. 4, 2 figs., 3 bibl. paps.

CZ : 620.1

Pethö, L.: **Board elements method applied to the tension concentration study in a notched bar**

The combined application of the final elements method, with the board elements methods was utilised in order to determine the maximum tension, in the concentrator of a specimen, and to obtaine values of the form coefficients more precise. The method of the final elements leads to the precise moving of the boarder knots in the discussed field, while the method of the boarder elements, enables only the discretness, in the field near the concentrator.

Construcţia de maşini, 41 (1989), nr. 4, 6 figs., 4 tabs., 3 bibl. paps.

DC : 621.001.1 : 681.31 : 621-2

Horovitz, A., Băltăţeanu, Erika, Franz, Heidrun, Gherescu, C.: **Application of electronic computers in machine components designing**

The paper here reports some achievements of the plant „Electrotimiş" — Timişoara — in the field of computer — aided designing of machine components, i.e.: cylindrical and bevel gearings, helical springs, ball bearings, assembling machine parts.

Construcţia de maşini, 41 (1989), nr. 4, 6 figs.

DC : 669.083.4 : 681.31

Mitrea, A., Mitrea, P., Vermeşan, G.: **On the establishement of the objective-function concerning some metallurgical process (I)**

The paper deals with the establishment of the objective-function concerning some metalurgical process, in the linear shape. To this end, one uses the method of the smallest squares and some statistical tests (Student, Fischer). The algorithm, whose logical scheme is given in Fig. 1, was implemented on the computer M 18, using the FORTRAN programming language. One applies the model for the research of the dependence of some features of the nitrated case (hardness, thickness, resistance to wear, brittleness) depending on the initial hardness, the nitrated temperature and the time of exposure.

Construcţia de maşini, 41 (1989), nr. 4, 1 fig., 2 tabs., 5 bibl. paps.

DC : 669.1.002.5

Totu, A.: **FMS Tool Allocation Strategy**

This paper presents the influence of diferent strategy used in tool allocation of FMS concerning the productivity and flexibility of system.

Construcţia de maşini, 41 (1989), nr. 4, 8 figs., 2 bibl. paps.

CZ : 621.75

Topal, D.: **Mounting structure and modernization**

The paper presents the analyse of the main methods of modernizing the mouting for the simple or complex products of short servies. Of all the existing modernizing posibilities the most important and the more utilised were presented: nounting structure (restructure) and product structure (restructure).

Construcţia de maşini, 41 (1989), nr. 4, 5 figs., 9 bibl. paps.

DC : 620.179.16.05

Nicolau, P., Tudora, A., Gheorghiu, A., Popa, M., Militaru, A., Tudora, M., Năstase, E.: **Cylindric angular transducer of 70°, 2 MHz frequency, for automatic equipment of ultrasonic examination of longitudinal and spiral welds**

The development of ultrasonic examination by automatic equipments led to the necessity of acheving in our country the cylindric angular transducer of 70°, 2 MHz frequency. It was achieved the lead titatitanic-zirconium material type Pb ($Zr\ Ti_1$)0_3 from which the piezoceramic elements of this transducer are made. It was studied the behaviour of acoustic waves at the solid/solid boundary of perspex/steel type in view of selecting the material which must led to great values of transmission coefficient of transverse wase in steel (T_{t1}) and at the same time to small values of reflexion coefficients of longitudinal and transverse wáves in prespex (R_{11} and R_{t1}), This transducer being coupled with a water layer, it was necessary to study the double interface solid/liquid/solid (perspex/water/steel) determinig the dependence of transverse wase transmission coefficient in steel on the water cushion thickness. In order to attenuate the unwanted reflected waves into perspex, the correct way of acoustic wave was designed. It was studied, experimentally, several qualities of attenuation material with a view to damp down the other types of piezoceramic element vibration, the only way of oscillation being the fundamental way into thickness.

Construcţia de maşini, 41 (1989), nr. 4, 3 figs., 9 bibl. paps.

DC : 620.179.16

Tudora, A., Căta-Daniel, Gheorghiu, A., Tudora, M.: **Method for determining the working frequency of ultrasonic transducers**

This work presents a non expensive method for determining, with a good accuracy, the working frequency of ultrasonic transducers for nondestructive testing of materials. These method consists in Fourier analysis by computer of a reference echo impulse from an ultrasonic flaw-detector. The working frequency is determined by the geometric mean of the low limit and upper limit of frequency which define the width at halfheight of maximum frequency spectrum.

Construcţia de maşini, 41 (1989), nr. 4, 5 figs., 5 bibl. paps.

SOMMAIRES

CD : 620.1

Pethö, L. : **Une nouvelle méthode de discretisation des structures planes complexes**

Pour la directisation, selon la méthode présente, on recouvre les structures complexes de réseaux élastiques ayant des formes géometriques régulières simples, prédiscretisées uniquement en éléments finis rectangulaires. La superposition du contour du réseau sur le contour des corps réels de la structure est réalisée par des déplacements imposés aux noeuds du réseau résultant les nouvelles position des points nodaux et des configurations des éléments finis.

Construcţia de maşini, 41 (1989), no. 4, 5 fig., 1 tabl., 2 réf.

CD : 620.1

Pethö, L. : **Automatisation du processus de discretisation des structures planes complexes**

Pour l'analyse des structures particulièrement complexes, on introduit, dans le schéma de fonctionnement du processus de discretisation (fig. 2) un prépiocesseur SAP dénommé „RED" (réseau élastique de discretisation) qui assure la superposition des contours initiaux des réseaux élastiques sur ceux des corps réels, ainsi que de multiples possibilités d'intervention, de répétition, de contrôle graphique et de valeur.

Construcţia de maşini, 41 (1989), no. 4, 2 fig., 3 réf.

CD : 620.1

Pethö, L. : **Application de la méthode des éléments de forntière à l'étude des concentrations de tensions dans une éprouvette entaillée**

Par l'application combinée de la méthode des éléments finis et de la méthode des éléments de frontière, en vue de déterminer la tension maximale du concentrateur d'une éprouvette, on obtient des valeurs plus exactes des coefficients de forme. La méthode des élements finis conduit à des déplacements précis des noeuds sur la frontière du domaine étudié, tandis que la méthode des éléments de frontière permet de discretiser seulement la frontière du domaine proche du concentrateur.

Construcţia de maşini, 41 (1989), no. 4, 6 fig., 4 tabl., 3 réf.

CD : 621.001.1 : 681.31 : 621-2

Horovitz, A., Băltăţeanu, Erika, Franz, Heidrun, Gherescu, C. : **Utilisation du calculateur electronique à la projection des organes de machines**

On présente quelques réalisations de l'entreprise „Electrotimiş" Timişoara, dans le domaine de la projection (assisté par calculatrice) des organes de machines, par exemple : des engrenages cylindriques et coniques, des ressorts hélicoidaux, des paliers à roulments, des organes d'assamblage.

Construcţia de maşini, 41 (1989), no. 4, 6 fig.

CD : 669.033.4 : 681.31

Mitrea, A., Mitrea, P., Vermeşan, G. : **Sur la détermination de la fonction-objective d'un processus métallurgique (I)**

L'ouvrage étudie de problème de la détermination de la fonction-objective d'un processus métallurgique, sous une forme linéaire. Dans ce but, on utilise la méthode des moindres carrés et quelques testes statistiques (Student, Fischer). L'algorithme, dont le schéme logique est donné dans Fig. 1, a été implementé sur un calculateur électronique M 18, en utilisant le langage de programmation FORTRAN. Le modèle est utilisé pour l'étude de la dépendence de quelques qualités de la couche nitrurée (dureté, épaisseur, résistance à l'usure, fragilité) par rapport à la dureté initiale, la température de nitruration et le temps de sejour.

Construcţia de maşini, 41 (1989), no. 4, 1 fig., 2 tab., 5 réf. bibl.

CD : 669.1.002.5

Totu, A. : **Strategies pour allouer les outils en SFP**

L'ouvrage presente l'influece des differentes strategies utilise dans l'allouer d'outils en SFP sur la productivité et la flexibilité de system.

Construcţia de maşini, 41 (1989), no. 4, 8 fig., 2 réf. bibl.

CD : 621.75

Topal, D. : **La structure et la modernisation du montage**

On analyse, dans cet article, les principales voies de modernisation du montage des produits complexes ou simples, de petite série. De toute la gamme de modalités de solutions pour la modernisation du montage dans ce domaine on a présenté et homologué les solutions les plus fréquentes, donc les plus importantes : la structuration (ou la restructuration) du montage et la structuration (ou la restructuration) du produit.

Construcţia de maşini, 41 (1989), no. 4, 5 fig., 9 réf.

CD : 620.179.16.05

Nicolau, P., Tudora, A., Gheorghiu, A., Popa, M., Militaru, A., Tudora, M., Năstase, E. : **Palpeur cylindrique d'angle 70°, frequence de 2 MHz, utilisé dans l'instalation automatique de controle par ultrasons des soudures longitudinales et en spirale**

Le développement du controle par ultrasons à l'aide des instalations automatiques a conduit à la nécessité de réaliser dans notre pays le palpeur cylindrique d'angle 70° et fréquence 2 MHz. On a réalisé le matériel piézocéramique de type Pb ($Zr\ Ti_1$)0_3 du quel sont faites les éléments piézocéramiques pour ce palpeur. On a étudié le comportement des ondes acoustiques à l'interface solide/solide de type plexiglas/acier à la fin de choisir le matériel qui conduit aux valeurs elévées pour le coefficient de transmission de l'onde transversale en acier (T_{t1}) et en même temps aux valeurs diminuées pour les coefficients de réflexion des ondes longitudinales et transversales en tlexiglas (R_{11} et R_{t1}). Ce palpeur fonctionnant sur une couche d'eau, on a été nécessaire à étudier la double interface solide/liquide/solide (plexiglas/eau/acier), en déterminant la dépendace du coefficient de transmission de l'onde transversale en acier de l'épaisseur de la couche d'eau. A la fin d'atténuer les ondes refleétées indésirables en plexiglas on a projecté le guide d'ondes acoustiques. On a étudié expérimentalement plusieures recettes de matériel d'atténuation, à la fin d'amortir les autres modes de vibration de l'élément piézocéramique ; le seul mode d'oscillation utilisé étant le mode fondamental en épaisseur.

Construcţia de maşini, 41 (1989), no. 4, 3 fig., 9 réf. bibl.

CD : 620.179.16

Tudora, A., Căta-Daniel, Gheorghiu, A., Tudora, M. : **Méthode de détermination de la fréquence de contrôle des traducteurs ultrasonores**

Ce travail présente une méthode pas couteuse et avec une grande précision de détermination de la fréquence de contrôle des traducteurs ultrasonores. Il s'agit de l'analyse Fourier par calculateur du signal d'un écho de référence obtenu d'un appareil à ultrasons. La fréquence de contrôle du traducteur est définie comme la moyenne géometrique des deux valeurs de fréquence qui donnent la largeur a demi-hauteur du spectre de fréquence.

Construcţia de maşini, 41 (1989), no. 4, 5 fig., 5 réf. bibl.

INHALTSVERZEICHNIS

DK : 620.1

Pethö, L.: **Ein neues Verfahren zur Diskretisierung der komplexen flachen Struckturen**

Zur Diskdetisierung anhand des vorgestellten Verfahrens wurden komplexe Strukturen mit elastischen Netzen regelmäßiger geometrischer Formen überzogen, die ausschließlich zu rechtwinkeligen finiten Elementen vordiskretisiert wurden. Die Überdeckung der Kontur der reelen Strukturgegenstände durch die Netzkontur erfolgt durch vorgeschriebene Verschiebungen der Netzknoten wodurch sich die neuen Positionen der Knotenpunkte und die Konfigurationen der finiten Elemente ergeben.

Construcţia de maşini, 41 (1989), Nr. 4, 5 Fig., 1 Tab., 2 Lit.

DK : 620.1

Pethö, L.: **Die Automatisierung des Diskretisierungsprozesses der komplexen flachen Strukuren**

Zur Analyse der besonders komplexen Strukturen wird in der Funktionsschema des Diskretisierungsprozesses (Fig. 2) ein Vorprozessor SAP — der „RED" (elastische Diskretisierungsnetze) bezeichnet wird — eingefügt der die Überdeckung der Konturen der reelen Gegenstände durch die ursprünglichen Konturen der elastischen Netze aber auch vielseitige Eingriffs — und Wiederholungsmöglichekeiten wie auch Möglichkeiten der graphischen und wertmäßigen Überprüfung gewährleistet.

Construcţia de maşini, 41 (1989), Nr. 4, 2 Fig., 3 Lit.

DK : 620.1

Pethö, L.: **Die Anwendung der Methode der Grenzelemente in der Untersuchung der Spannungskonzentrationen in einem Kerbprüfling**

Durch die kombinierte Anwendung der Methode der finiten Elemente und der Methode der Grenzelemente zur Bestimmung der maximalen Spannung in dem Konzentrator eines Prüflings werden genauere Werte der Formkoefizienten erzielt. Die Methode der finiten Elemente führt zu genauen Verschiebungen der Knoten auf der Grenze des untersuchten Bereichs, während die Methode der Grenzelemente nur die Diskretisierung der Bereichgrenze in der Nähe des Koznentrators ermöglicht.

Construcţia de maşini, 41 (1989), Nr. 4, 6 Fig., 4 Tab., 3 Lit.

DK : 621.001.1 : 681.31 : 621-2

Horovitz, A., Băltăţeanu, Erika, Franz, Heidrun, Gherescu, C.: **Computergesteuerter Entwurf des Maschinenelemente**

In diesem Artikel werden einige Leistungen des Unternehmens „Electrotimiş" Timişoara im Bereich des computergesteuerten Entwurfs der Maschinenelemente vorgestellt, wie zum Beispiel Zylinderrad — und Kegelradgetriebe, Spiralfedern, Kugellager, Verbindungselemente.

Construcţia de maşini, 41 (1989), Nr. 4, 6 Bibl.

DK : 669.083.4 : 681.31

Mitrea, A., Mitrea, P., Vermeşan, G.: **Über die Bestimmung der Gefenstandfunktion eines metallurgischen Vorgangs (I)**

Dieses Studium behandelt das Problem der Bestimmung einer liniaren Gegenstandfunktion eines metallurgischen Vorgangs. Man benützt dafür das Verfahren der kleinesten Quadrate und einige statistische Teste (Student, Fischer). Das Algorhythumus, dessen logische Schema in Bild 1 dargestellt ist, war auf einem Rechner M 18 implantiert, mit der Benützung eines Programms, der im FORTRAN geschrieben war. Das Modell war im Studium der Abhängigkeit einiger Eigenschaften der nitrierten Schicht (Härte, Dike, Verschleissfestigkeit, Sprödikkeit) in Beziehung der ausgänglichen Härte, der Nitriertemperatur und der Verweilzeit verwendet.

Construcţia de maşini, 41 (1989), Nr. 4, 1 Bild., 2 Taf., 5 Lit.

DK : 620.179.16.05

Totu, A.: **Strategien in der Belegung der Werkzeuge im Rahmen der Fertigungssystem**

Dieser Artikel schildert den Einfluss der verschiedenen benutzten Strategien in der Belegung der Werkzevge im Raltmen der FFS bezüglich auf der Productivität und Flexibilität des Systems.

Construcţia de maşini, 41 (1989), Nr. 4, 8 Bild., 2 Lit.

DK : 621.75

Topal, D.: **Struktur und Modernisierung der Montagearbeiten**

Im vorliegenden Beitrag werden die wichtigsten Möglichkeiten zur Modernsierung der Montagearbeiten für die komplexen und einfachen Erzeugnisse der Kleinserienfertigung analysiert. Von der gesamten Reihe der Lösungsmöglichkeiten für die Modernisierung der Montagearbeiten auf diesem Gebiet wurden diejenigen, die den größten Anteil darstellen und somit auch die wichtigsten sind ; die Strukturierung (oder Umstrukturierung) der Montagearbeiten und die Strukturierung (oder Umstrukturierung) des Produkts vorgestellt und zugelassen.

Construcţia de maşini, 41 (1989), Nr. 4, 5 Fig., 9 Lit.

DK : 620.179.16.05

Nicolau, P., Tudora, A., Gheorghiu, A., Popa, M., Militaru, A., Tudora, M., Năstase, E.: **Zylindrischer Winkelprüfkopf, für 70° und 2 MHz Frequenz, für die automatische us-Prüflanlage der längs und spiralschweissnähte**

Die Entwicklung der Utraschall-Prüfung durch automatische Anlagen führte zu der Notwendigkeit in unserem Land bylindrische Winkelprüfköpfe von 70° und 2MHz Frequenz zu bauen. Es wurde ein piezokeramisches Material des Type Bleititanatzirkonat erzielt, aus dem die piezokeramischen Elemente dieses Pnüfkopfs ausgeführt sind. Es wurde das Verhalten der Schall-wellen im Interface Feststoff/Feststoff des Typs Plexiglas/Stahl untersucht zwecks Auswahl des Materials das zu hohem Übertragungskoeffizienten der Querschallwelle im Stahl (T_{t1}) und gleichzeitig zu niedrigem Reflexionskoeffizienten der Längs und Querschallwellen im Plexiglas (R_{11} und R_{t1}) führt. Da dieser Prüfkopf Wasser als Kuppdungsmedium verwendet, war es notwending das doppelte Interface Feststoff/Flüssigkeit/Feststoff (Plexiglas/Wasser/Stahl) zu untersuchen und die Abhängigkeit des Querwellenübertragungskoeffizienten im Stahl von der Dicke der Wasserschicht festzulegen. Um die unerwünschten reflektierten Wellen im Plexiglas zu dämmen, wurde das Refraktionskeil antwickelt. Es wurden experimentell mehrere Formeln von Dämpfungsmaterial untersucht um die anderen Schwingungsarten des piezokeramischen Elements zu dämmen, wobie die einzige verwendbare Schwingungsart die Grundart, durch die Dicke, ist.

Construcţia de maşini, 41 (1989), Nr. 4, 3 Bild., 9 Lit.

DK : 620.179.16

Tudora, A., Căta-Daniel, Gheorghiu, A., Tudora, M.: **Verfahren zur Bestimmung der Kontrollfrequenz der Utraschallfühler**

Im Beitrag wird ein preiswertes und genaue Verfahren zur Bestimmung der Kontroll — (Betriebs-) Frequenz der Ultraschallfühler beschrieben. Das Verfahren besteht aus der rechnergestützten Fourieranalyse des auf dem Utraschalldefektoskop durch ein Bezugsecho erzielten Semnals. Die Kontrollfrequenz wird als geometrishes Mittel der unteren und oberen Grenzfrequenzen gefiniert, welche die Breite auf der Halbhöhe des Frequenzspektrumsmaximums des Fühlers bestimmen.

Construcţia de maşini, 41 (1989), Nr. 4, 5 Fig., 5 Lit.

СОДЕРЖАНИЕ

ДК: 620.1
Петё, Л.: *Новый метод дискретизации плоских сложных структур*

Для дискретизации путем описанного метода сложные структуры покрываются эластичными сетями простой равномерной геометрической формы, преддискретизированными только в конечных прямоугольных элементах. Наложение контура сети на контур реальных тел структуры осуществляется путем смещения, заданного узлам сети. В результате чего получаются новые позиции узловых точек и конфигураций конечных элементов.

Constructia de maşini, 41 (1989),
н. 4, 5 рис., 1 табл. 2 лит.

ДК: 620.1
Петё, Л.: *Автоматизация процесса дискретизации плоских сложных структур*

Для анализа особо сложных структур в схему проведения процесса дискретизации (рис. 2) включается предпроцессор САП, названный «RED» (эластические сети дискретизации), обеспечивающий наложение исходных контуров эластических сетей на контуры реальных тел, а также имеющий многочисленные возможности ремонта, возобнавления, графического и численного контроля.

Constructia de maşini, 41 (1989),
н. 4, 2 рис., 3 лит.

ДК: 620.1
Петё, Л.: *Применение метода граничных элементов при исследовании скоплений напряжений в испытательном образце с нарезками*

Путем скомбинированного применения метода конечных элементов и метода граничных элементов с целью определения максимального напряжения в концентраторе образца получаются более точные значения коэффициентов формы. Метод конечных элементов приводит к точному смещению узлов на границе исследуемой области, а метод граничных элементов позволяет дискретизацию только границы области (зоны) вблизи концентратора.

Constructia de maşini, 41 (1989),
н. 4, 6 рис., 4 табл., 3 лит.

ДК: 621.001.1 : 681.31 : 621—2
Хоровиц, А., Бэлтэцеану, Е., Франц, Г., Гереску, К.: *Применение ЭВМ в проектировании деталей машин*

В статье указаны некоторые из успехов специалистов предприятия «Электротимиш» в области проектирования, при помощи ЭВМ, деталей машин, как на пример: цилиндрические зацепления, конические зацепления, винтовые пружины, подшипниковые апары, сборочные детали.

Constructia de maşini, 41 (1989),
н. 4, 6 рис.

ДК: 669.083.4 : 681.31
Митреа, А., Митреа, П., Вермешан, Г.: *Об определении функции-объектива металлургического процесса (I)*

В работе исследуется вопрос определения функции, как объектив металлургического порцесса в линейной форме. Для этой цели используется метод малейших квадратов и некоторые тесты статического вида (тест — студент для коэффициентов и тест — Fischer для действительности модели). Алгоритм, логическая схема которого была представлена на рис. 1 был программирован на калькуляторе М 18, применяя программу, написанную на языке ФОРТРЭН. Модель применяется в исследовании зависимости некоторых качеств азотированного слоя (твёрдость, толщина, истираемость, хрупкость) в связи с исходной твёрдостью, температурой азотирования и длительностью выдержки.

Constructia de maşini, 41 (1989),
н. 4, 1 рис., 2 таб., 5 лит.

ДК: 669.1.002.5
Тоту, А.: *Стратегии в риаспределении металлорежущих инструментов в гибких производственных системах*

Эта разработка представляет влияние различных применяемых стратегии в процесе бронирования инструментов в ратках ГПС над производительностью и гибкостью системы.

Constructia de maşini, 41 (1989),
н. 4, 8 рис., 2 лит.

ДК: 621.75
Топал Д.: *Структура и модернизация монтажных работ*

В статье описываются основные пути модернизации монттажных работ сложных или простых малосерийных изделий. Из целого ряда способов решения по модернизации монтажа в данной области представлены и рассмотрены наиболее применяемые, значит самые важные способы: устройство (или переустройство) монтажных работ и устройство (или переустройство) изделия.

Constructia de maşini, 41 (1989),
н. 4, 5 рис., 9 лит.

ДК: 620.179.16.05
Николау, П., Тудора, А., Георгиу, А., Попа, М., Милитару, А., Тудора, М., Нэстасе, Е.: *Цилиндрический угловой шуп на 70°, частотой 2 МГц для автоматической установки ультраакустического контроля продольных и спиральных сварочных соединений*

Развитие ультраакустического контроля в автоматических установках привело к необходимости создания в нашей стране цилиндрического углового шупа на 70°, частотой 2 МГц. Получен пьезокерамический материал типа титана-циркотана свинца, из которого изготовлены пьезокерамические элементы этого шупа. Изучено певодение акустических волн на интерфейсе твердый/твердый типа плексигласа/стали с целью выбора материала, приводящего к высоким значениям коэффициента передачи поперечной волны в сталь (T_{t1} и одновременно к небольшим значениям коэффициента отражения продольной и поперечной волн в плексигласе (R_{11} и R_{t1} Так как этот щуп подключен к водяной подушке было необходимо изучить интерфейс твердый/жидкий/твердый (плексиглас/вода/сталь) с определением зависимости коэффициента передачи поперечной волны в сталь/толщиной водяной подушки. Для затухния нежелательно отраженных в плексиггласо волн был спроектирован волновод для акустической волны. Экспериментально исследовано множество рецептов затухающего материала с целью амортизации других способов вибрации пьезокерамического элемента; единственный способ колебания, котторый использовали — это фундаментальный способ в толщине.

Constructia de maşini, 41 (1989),
н. 4, 3 рис., 9 лит.

ДК: 620.179.16
Тудора, А., Кэта-Данил, Георгиу, А., Тудора М.: *Метод определения контрольной частоты ультраакустических щупов*

В работе описывается дешевый и точный метод определения контрольной (рабочей) частоты ультраакустических щупов. Метод состоит в компютеризованном анализе фурье сигнала, полученного на ультраакустическом дефектоскопе от исходного эхо. Контрольная частота определяется как геометрическое среднее нижней и верхней предельных частот, устанавливающих ширну по полувысоте максима спектра частоты щупа.

Constructia de maşini, 41 (1989),
н. 4, 5 рис., 5 лит.

CZ : 620.179.16

Albu, E.: **Influența temperaturii asupra controlului cu ultrasunete al îmbinărilor sudate.**

Autorul studiază influența temperaturii asupra vitezei de propagare a undelor ultrasonore ca o interacție undă ultrasonoră-fonon-ținînd cont de teoria cuantică a capacității calorice. Folosindu-se expresia vitezei de propagare a undelor transversale astfel obținute, din legea lui Snell se obține expresia variației unghiului de incidență cu temperatura și din teoria lui J. Szilard și Bihari corecțiile pentru coeficientul de atenuare a undelor ultrasonice transversale în funcție de temperatură. Modelul fizic folosit: „interacție undă ultrasonoră-fonon într-un corp solid" permite o mai bună înțelegere a proceselor generatoare sau absorbante de fononi în solid (variația temperaturii, îndoire, rupere, tensionare etc.) bogate informații despre acestea și elaborarea în viitor a unor metode nedistructive de încercare a materialului

Construcția de mașini, 41 (1989), nr. 4, 5 fig., 1 tab.

CZ : 620.179.14

Balaşiu, D.: **Metoda electromagnetică de control al tratamentelor de detensionare**

Articolul prezintă o metodă nedistructivă, de mare sensibilitate, care oferă posibilitatea de a controla calitatea tratamentelor de detensionare. Principiul metodei constă în faptul că transformările structurale induse de tratamentele aplicate conduc la modificarea proprietăților electromagnetice ale materialelor metalice, modificare sesizată cu ajutorul unei instalații de control nedistructiv pe bază de curenți turbionari.

Construcția de mașini, 41 (1989), nr. 4, 3 fig., 2 ref. bibl.

DC : 620.179.16

Albu, E.: **The effect of temperature upon the supersound verification of the welding joint (summary)**

The author makes a study upon the effect of temperature upon the propagation speed of supersound waves as an interaction supersound wave — phonon taking account the quantic theory of the thermal output. Using the expression of the transverse waves speed that was obtained this way, the variation of the incidence augle is thus obtained from Snell's law, and the attenuation coefficient correction of the transvers supersound waves depending on temperature are obtained from Szilard and Bihari's law. The physical model used: „interaction supersound wave-phonon in a solid body" permits a better understanding of the processes gerating or absorbing phonous in solid bodies (variation of temperature, curvature, tension, etc.) rich informations about these and the future elaboration of non-distroing methods for testing the materials.

Construcția de mașini, 41 (1989), nr. 4, 5 figs., 1 tab.

DC : 620.179.14

Balaşiu, D.: **Electromagnetical testing of stress relief-treatments**

The paper presents a nondistructive, sensitive testing method of stress relief-treatments. This method is based on the fact, that structure transformations occuring during the stress relief-treatments, produce changings in the electromagnetical proprieties of metals. These changings are analysed further with an eddy-current tester.

Construcția de mașini, 41 (1989), nr. 4, 3 figs., 2 bibl. paps.

CD : 620.179.16

Albu, E.: **L'influence de la température sur la contrôle avec ultrasons des joints sondés**

L'auteur examine l'influence de la température sur la célérité des ultrasons comme une interaction de l'ultrason compte tenu de la théore quantique de la capacité calorique. Utilisant l'expression de la célérité des ultrasons transversales obtenues de cette manière de la loi de Snell on peut obtenir l'expression de la variation de l'angle d'incidence avec la température et de la théorie de J. Szilard et Bihari les corrections pour le coefficient d'atténuation des ultrasons transversales en fonction de la température. Le modèle physique utilisé: „interaction ultrason-phone dans un corps solid" permette une meilleure comprehension des processus generateurs ou absorbants de phones dans le corps solid (la variation de la température, courbement, déchirure, tension, etc.), beaucoup d'informations sur ces problèmes et l'élaboration à l'avenir des méthodes indestructives d'essayer de matériel.

Construcția de mașini, 41 (1989), no. 4, 5 fig., 1 tab.

CD : 620.179.14

Balaşiu, D.: **Méthode électromagnetique pour le côntrole des traitémèntes de liberation de contraintes**

L'article présente une méthode non-déstructive pour le côntrole des traitements de liberaton de contraintes. Le principe de la méthode consiste dans le fait que les changements structuraux resultés a consequence des traitements, produisent des changements aux caracteristique élèctro-magnetiques des metaux, changements qui sont mises en évidence par des procedees magneto-inductives.

Construcția de mașini, 41 (1989), no. 4, 3 fig., 2 réf. bibl.

DK : 620.179.16

Albu, E.: **Einfluß der Temperatur über dem Überschall-Kontrolle der Schmelzbad beim Schweisen**

Der Ingeneur studiert den Einfluß der Temperatur über dem Geschwindigkeit der Übertragung der Überschallwellen wie eine Austauchwirkung Überscallwelle-phonon, während haltet man das Kuantischetheorie des Kalorischerauminthalt. Ob benützt man die Redewendung der Übertragungschwindigkeit der schräge Überschallwellen welche bekommen waren die Redewendung des wechselnde Einfallswinkel mit die Temperatur bekomt mann, aus Snellsordnung und aus J. Szilard und Biaharisordnung die Rektifizierung für den Dämpfungskoeffiziert der schräge Überschallwellen. Der benützter physischer Muster „Austanchwirkung — Überschallwelle-photon in einen baufesten Körper" eines besser Verständnis für die Proze ß en welche herstellen oder aufsaugen die photonen in einen baufesten Körper erlaubt (Biegung, Bruch, Wechselnde Temperatur, Beanspruchung, etc.) wielle Auskünfte über diese und die zukunftische Ausarbeitung einer unzerstörende Methode für die Materielles probe.

Construcția de mașini, 41 (1989), Nr. 4, 5 Bild., 1 Tab.

DK : 620.179.14

Balaşiu, D,: **Elektromagnetische Prüfmethode von Spannungsfreiglühen**

Im Artikel wird eine zerstörungsfreie, empfindliche Methode zum Prüfen von Spannungsfreiglühen beschrieben. Die Methode beruht auf dem Prinzip, dass die Gefügeumwandlungen die während des Glühens stattfinen eine Änderung der elektromagnetischen Eigenschaften des Werkstoffes hervorufen, die ihrerseits durch magnetinduktives Verfahren analysiert wird.

ДК : 620.179.14

Балашиу, Д. : *Электромагнитный метод контроля обработки по снятию внутренних напряжений*

В статье описывается недеструктивный метод большой чувствительности, дающий возможность контроля качества обработки по удалению внутренних напряжений. Принцип метода состот в том, что структурные преобразования, требуемые применяемой обработкой приводят к изменению электромагнитных свойств металлических материалов. Это изменение определяется при помощи установки недеструктивного контроля на основе вихревых токов.

Construcţia de maşini, 41 (1989),
н. 4, 3 рис., 2 лит.

ДК : 620.179.16

Альбу, Е. : *Влияние температуры на контроль ультразвуками сварочных стыков*

Автор исследовает влияние температуры на скорости распространения ультразвукавых волн как взаимодействие ультразвукавая волна-фонон, имея в виду квантическая теория водянного эквивалента.

Используя выражение скорости распространения поперечных волн достижены таким образом, из закона Снелла добивается выражение варияциияугла прихода волн с температуры, а из теории Ж. Сзиларда и Бихари (добивается) для коефициента затухания ультразвуковых поперечных волн в зависимости от температуры. Использованная физическая модель : «взаимодействие ультразвукавая волна-фонон в одном твёрдом теле», позволяет лучшее понимание образующих или обсорционных процессов фононов в твёрдом телом (вариация температуры, загибание, разъединение, напряжение), многие сведения об этих и составление в будущем неразрушительных способов опробования материала.

Construcţia de maşini, 41 (1989),
н. 4, 5 рис., 1 таб.

Revista „CONSTRUCŢIA DE MAŞINI", organ al Ministerului - Industriei Construcţiilor de Maşini din Republica Socialistă România. Redacţia la : Oficiul de informare documentară pentru industria construcţiilor de maşini, cu sediul în Bucureşti, Calea Victoriei, 133, sector I, telefon 50.31.30 ; sau 59.71.35. Instituţiile pot achita abonamentele în contul de virament ICTCM, 30.16.7.01.01 B.N.—R.S.R., filiala sector IV sau prin mandat poştal la ICTCM, şos. Oltenitei, nr. 105, Bucureşti, sector 4, pentru revista „Construcţia de maşini". Tarif : 150 lei anual. Costul unui exemplar : 12,50 lei Index D.E.P. 41023

Tiparul : Tipografia „Ploieşti" str. Transilvaniei, nr. 29.

CZ : 620.1

O nouă metodă de discretizare a structurilor plane complexe

Șef lucr. dr. ing. Ladislau **PETHŐ** — Institutul Politehnic din Cluj-Napoca

Prezenta lucrare se referă la o metodă nouă de discretizare asistată de calculator a structurilor uni — și bidimensionale complexe, destinată ușurării muncii utilizatorilor programelor de elemente finite și în special cele din familia de programe SAP — [2].

Pînă în prezent sînt cunoscute doar discretizări asistate de calculator ale corpurilor cu forme geometrice regulate, simple — [1, 2] și încercări de automatizare a procesului de discretizare a structurilor plane complexe, în baza numeroaselor criterii de discretizare impuse de utilizatorii programelor de elemente finite — [1].

Noua metodă, intitulată metoda rețelelor elastice, înlătură dezavantajele anterior prezentate, prin aceea că, în scopul discretizării, se acoperă structuri complexe cu rețele elastice avînd forme geometrice regulate, simple, prediscretizate numai în elemente finite dreptunghiulare. Apoi, prin deplasările impuse nodurilor conturului rețelei elastice, se realizează suprapunerea acestuia peste conturul corpurilor reale ale structurii. Astfel, rezultă noile poziții ale punctelor nodale și configurații ale elementelor finite, constituind discretizarea finală a structurii complexe.

Pentru exemplificarea modului de aplicare a metodei, s-a făcut apel la programul de elemente finite SAP 05 — [2].

Primul exemplu de aplicare a metodei de discretizare se referă la un corp mai simplu ca formă — figura 1, tabelul 1.

Procesul discretizării structurilor plane complexe cu metoda rețelelor elastice se desfășoară în mai multe etape.

1) Se proximează conturul $a, b, .. t$ al plăcii de cauciuc din figura 2 cu o rețea prediscretizată în sistemul de referință XOY convenabil ales, într-un număr suficient de elemente finite dreptunghiulare. În cazul de față cele 58 de elemente finite sînt legate între ele cu 80 de puncte nodale — (fig. 3). Aproximarea s-a făcut prin exces cu domeniile : a', a, o, n ; b, c, d ; h, i, j ; d, e, e' ; h, g, g', prin lipsă cu domeniul p, p', r, r', s, s', t, t'. Conturul interior p', r', s', t' conține un nod de prisos cu numărul 28', care nu participă la formarea elementelor finite.

Un contur exterior și mai simplu, care aproximează conturul real, este a', e', g'', m', a' cu 8 noduri de prisos, situate pe porțiunea l', g'' a conturului. Structura astfel prediscretizată conține 66 de elemente finite, legate între ele cu 88 noduri, din care sînt de prisos 6 elemente finite și 9 puncte nodale — (fig. 3). Rezultă corodonatele punctelor nodale inițiale ale structurii :

$$X'_I,\ Y'_I,$$

$I = 1,2,..,N = 80$ — tab. 1 ; structura II) ;

2) Se impun deplasări nodurilor conturului rețelei elastice, astfel :

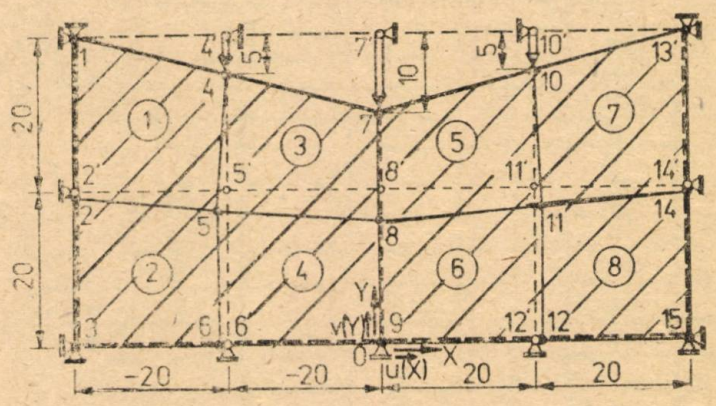


Fig. 1

Un alt exemplu este aplicarea metodei rețelelor elastice pentru discretizarea unui corp mai complex ca formă — (fig. 2).

a) prin condiții de margine se imobilizează nodurile fixe, comune conturului inițial și final — $8 = 8'$, $23 = 23'$, $24 = 24'$, lăsînd să se de-

Tabelul 1

Nr. Nod	Element de margine	Inițiale ale str. prediscretizate		COORDONATELE PUNCTELOR NODALE — DEPLASĂRI — Impuse prin — Cond. de margine		Impuse prin — Elem. de margine		Rezultate prin rularea programului SAP—05		Finale ale structurii reale discretizate	
		X'	Y'	u°	v°	u°	v°	$u'=u^\circ+u$	$v'=v^\circ+v$	$X=X'+u'$	$Y=Y'+v'$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
STRUCTURA I — figura 1											
1		—4	4	0	0			0	0	—4	4
2		—4	2	0				0	—0,079	—4	1,921
3		—4	0	0	0			0	0	—4	0
4	4'—5'	—2	4	0			—0,5	0	—0,5	—2	3,500
5		—2	2					0,109	—0,250	—2,109	1,750
6		—2	0		0			0,063	0	—2,063	0
7	7'—8'	0	4	0			—1,0	0	—1	0	3
8		0	2					0	—0,421	0	1.579
9		0	0		0			0	0	0	0
10	10'—11'	2	4	0			—0,5	0,109	—0,5	2	3,500
11		2	2					0	—0,250	2,109	1,750
12		2	0		0			0,063	0	2,063	0
13		4	4	0	0			0	0	4	4
14		4	2	0				0	—0,079	4	1,921
15		4	0	0	0			0	0	4	0
STRUCTURA II — figurile 2, 3, 4, 5											
1	1'—9'	0	6		0	1		1	0	1	6
2	2'—10'	0	4		0	1		1	0	1	4
3	3'—11'	0	2		0	1		1	0	1	2
4	4'—12'	0	0		0	1		1	0	1	0
5	5'—4'	0	—2	0			2,0	0	2	0	0
6		0	—4	0				0	0,745	0	—3,255
7		0	—6	0				0	0,275	0	—5,725
8		0	—8	0	0			0	0	0	0
9		2	6		0			0,836	0	2,836	6
10		2	4					0,801	0,096	2,801	4,096
11		2	2					0,494	0,237	2,494	2,237
12		2	0					0,355	0,189	2,355	0,189
13		2	—2					0,132	—0,069	2,132	—2,069
14		2	—4					—0,135	0,335	1,865	—3,665
15		2	—6					—0,065	0,187	1,935	—5,812
16		2	—8		0			—0,054	0	1,946	—8
17		4	6		0			0,728	0	4,728	6
18		4	4					0,557	—0,028	4,557	3,931
19	19'—20'	4	2	0			0,5	0	—0,5	4	1,5
20	20'—12'	4	0		0		0,5	—0,5	0	3,5	0
21	21'—20'	4	—2	0			0,5	0	0,5	4	—1,5
22		4	—4					0,024	0,034	4,024	—3,966
23		4	—6	0	0			0	0	4	—6
24		4	—8	0	0			0	0	4	—8
25		6	6		0			0,770	0	6,770	6
26		6	4					0,381	0,096	6,381	4,096
27	27'—26'	6	2	0			0,5	0	0,5	6	2,5
28		6	0					0	0	0	0
29	29'—30'	6	—2	0			0,5	0	—0,5	6	—2,5

Tabel 1 (continuare)

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
30		6	—4					0,125	—0,165	6,125	—4,165
31		6	—6		0			0,374	0	6,374	—6
32	32'—39'	8	6		0	1		1	0	9	6
33		8	4					0,126	—0,498	8,126	3,502
34	34'—35'	8	2	0	0		0,5	0	—0,5	8	1,5
35	35'—42'	8	0				0,5	0,5	0	8,5	0
36	36'—35'	8	—2	0			0,5	0	0,5	8	—1,5
37		8	—4					0,051	0,288	8,051	—3,712
38	38'—45'	8	—6		0	1		1	0	8,1	—6
39	39'—41'	10	6	0			2,2	0	—2,2	10	3,8
40		10	4					0,117	—1,548	10,117	2,452
41		10	2					0,328	—0,775	10,328	1,225
42		10	0					0,533	—0,155	10,533	—0,155
43		10	—2					0,279	0,403	10,279	—1,597
44		10	—4					0,016	1,034	10,016	2,966
45	45'—44'	10	—6	0			1,0	0	1,0	10	—5
46	46'—49'	12	6	0			3,0	0	—3	12	3
47		12	4					0,483	—1,934	12,483	2,066
48		12	2					0,810	—1,026	12,810	0,974
49		12	0					0,909	—0,225	12,909	—0,225
50		12	—2					0,753	0,554	12,753	—1,446
51		12	—4					0,417	1,451	12,417	—2,549
52	52'—49'	12	—6	0			3,0	0	3	12	—3
53	53'—55'	14	6	0			2,2	0	—2,2	14	3,8
54		14	4					0,884	—1,590	14,884	2,410
55		14	2					1,347	—0,874	15,347	1,126
56		14	0					1,441	—0,210	15,441	—0,210
57		14	—2					1,284	0,434	15,284	—1,566
58		14	—4					0,833	1,028	14,833	2,972
59	59'—58'	14	—6	0			1,0	0	1	14	—5
60	60'—53'	16	6		0	1,0		—1	0	15	6
61		16	4					1,095	—0,574	17,095	3,426
62		16	2					1,725	—0,532	17,725	1,468
63		16	0					1,952	— 0,149	17,952	—0,149
64		16	—2					1,670	0,237	17,670	—1,763
65		16	—4					0,967	0,303	16,967	—3,697
66	66'—59'	16	—6		0	1,0		—1	0	15	—6
67	67'—68'	18	6	0			0,2	0	—0,2	18	5,8
68		18	4					0,891	—0,257	18,891	3,743
69		18	2					2,093	—0,244	20,093	1,756
70		18	0					2,425	—0,075	20,425	—0,075
71		18	—2					2,063	0,113	20,063	—1,837
72		18	—4					0,879	0,202	18,879	—3,798
73	73'—72'	18	—6	0			0,2	0	0,2	18	—5,8
74	74'—75'	20	6	0			0,9	0	—0,9	20	5,1
75	75'—68'	20	4		0	—1,4		1,4	0	21,4	4
76	76'—69'	20	2		0	—2,5		2,5	0	22,5	2
77	77'—63'	20	0		0	—3		3	0	23	0
78	78'—71'	20	—2		0	—2,5		2,5	0	22,5	—2
79	79'—72'	20	—4		0	—1,4		1,4	0	21,4	—4
80	80'—79'	20	—6	0			0,9	0	0,9	20	—5,1

plaseze celelalte noduri comune ambelor contururi, numai în lungul acestora : 1'—1, 9'—9, 17'—17, 25'—25 etc. — (fig. 3, 4 și tab. 1, structura II) ;

cu rigidități foarte mari — de ordinul 10^{10}, avînd lungimea și direcția laturilor elementelor finite ale structurii prediscretizate, sensul deplasării corèspunzînd cu apropierea conturu-

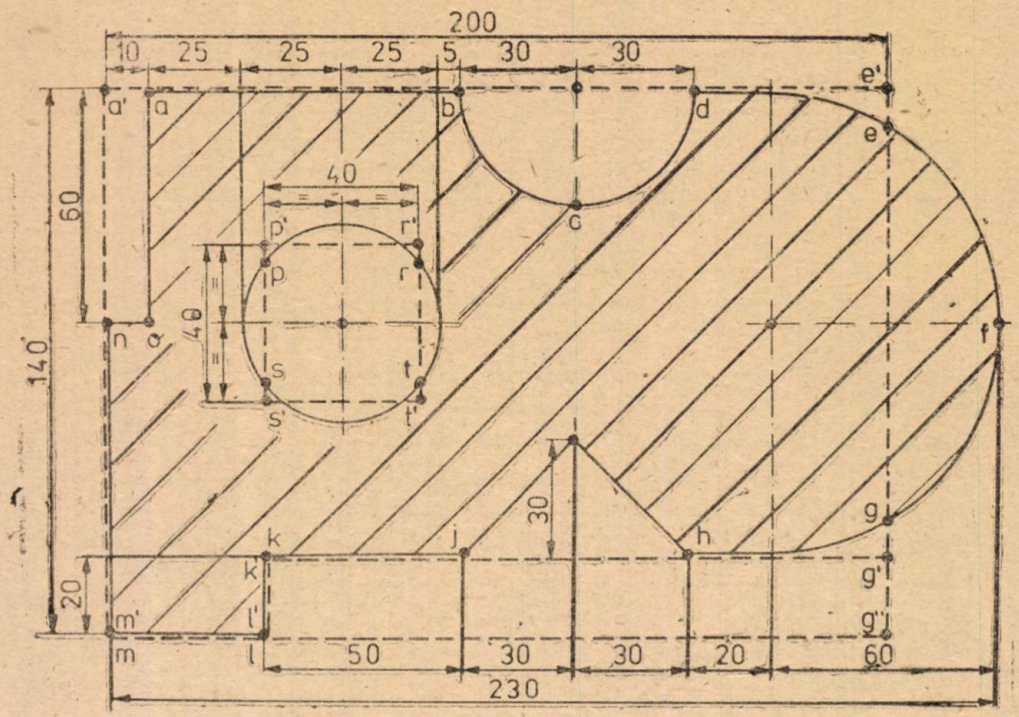


Fig. 2

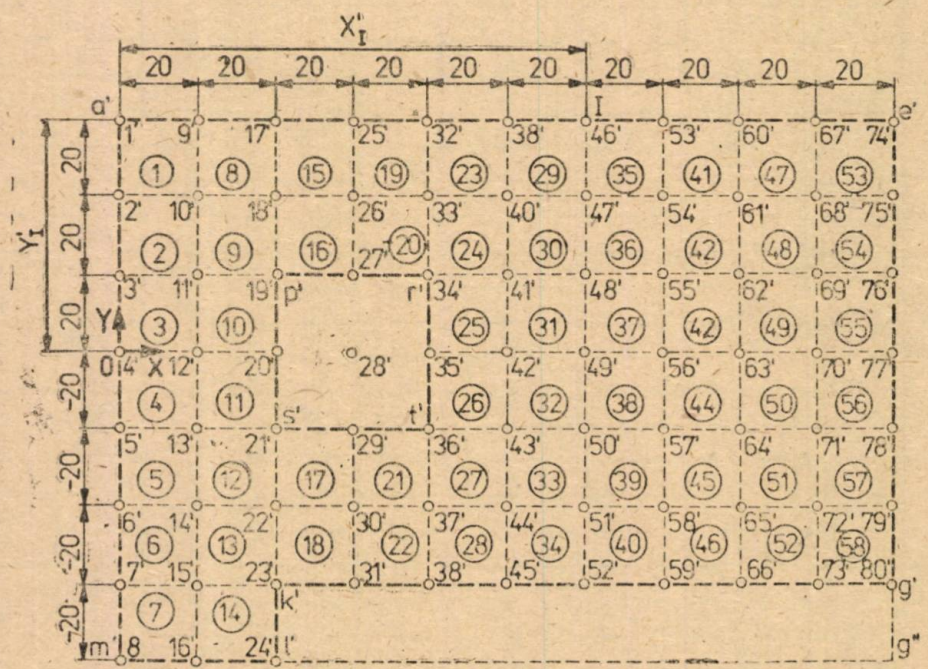


Fig. 3

b) cu ajutorul elementelor de margine — [2], se deplasează nodurile conturului inițial, depărtate de cel real, pînă la atingerea acestuia. Elementele de margine folosite sînt bare

lui inițial de cel real — (fig. 4). Se observă că deplasarea nodului 4' în poziția 4 atrage după sine deplasarea nodului 5' în poziția 5, asigurînd ca acest nod să rămînă comun ambelor

contururi. Dacă deplasarea impusă unui anumit nod este mai mare decît lungimea laturii elementului finit, atunci se adoptă o lungime a elementului de margine egală cu un multiplu

punctelor nodale impuse și caracteristicile fizico-mecanice ale materialului (cauciuc), rezultînd deplasările nodurilor structurii — (fig. 5) :

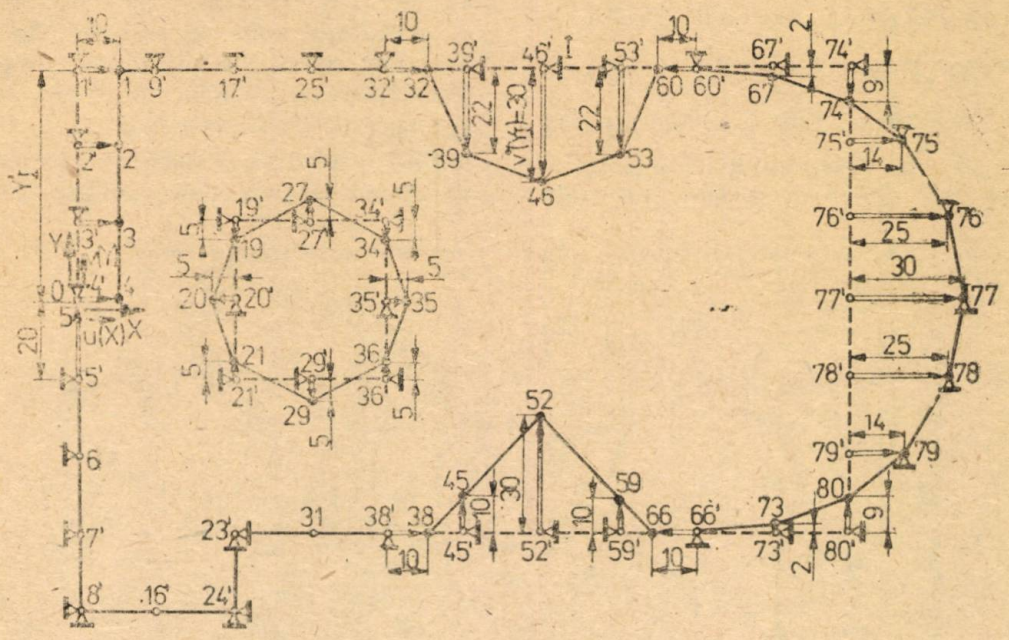


Fig. 4

de laturi coliniare ale elementelor finite, de exemplu : 46'—48'. Deplasările impuse nodurilor de pe conturul rețelei elastice sînt :

$$u^{\circ}(X_I'),\ v^{\circ}(Y_I'),$$

$I = 1, 2, \ldots, N^{\circ} = 42$ — (tab. 1, structura II) ;

3) Se rulează programul SAP 05 — [2], cu datele rețelei elastice cuprinzînd coordonatele

$$\begin{cases} u'(X_I) = u^{\circ}(X_I) + u(X_I) \\ v'(Y_I) = v^{\circ}(Y_I) + v(Y_I) \end{cases}, \quad I = 1,8,\ldots,N = 80$$

— (tab. 1, structura II) ;

4) Se adaugă la corodonatele punctelor nodale inițiale ale structurii prediscretizate, deplasările nodurilor obținute în urma suprapunerii conturului inițial al rețelei elastice peste

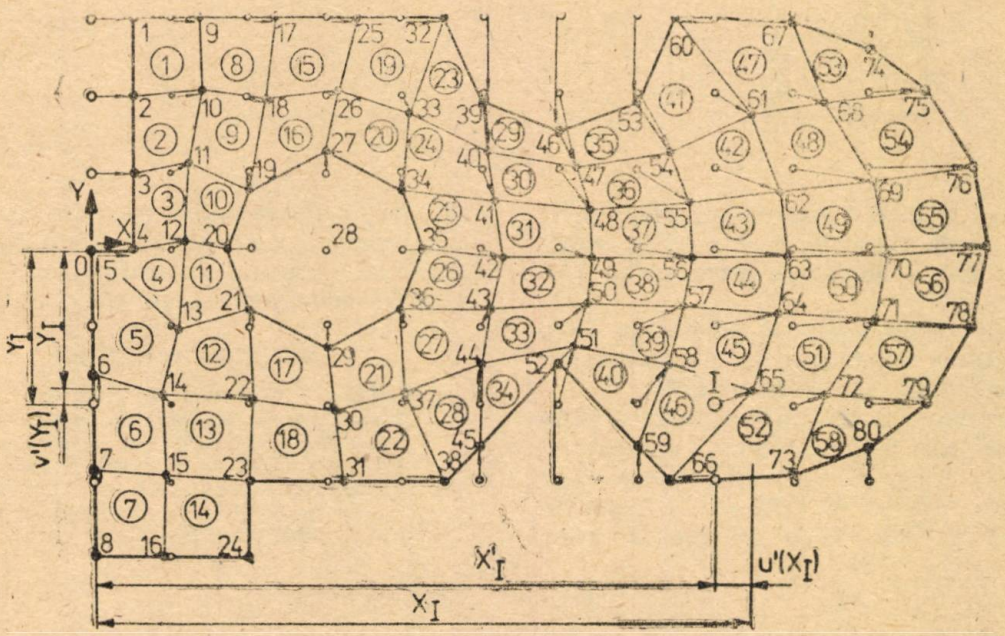


Fig. 5

cel al structurii reale și a rulării programelor — [2]. Rezultă coordonatele finale ale punctelor nodale pentru structura reală discretizată ca în figura 5 :

$$\begin{cases} X_I = X'_I + u'(X_I) = X'_I + u^0(X_I) + u(X_I) \\ Y_I = Y'_I + v'(Y_I) = Y'_I + v^0(Y_I) + v(Y_I) \end{cases}$$

$I = 1,2,\ldots,N = 80$ — (tab. 1, structura II) ;

5) Se completează datele referitoare la coordonatele finale ale punctelor nodale, cu cele rior comun celor două corpuri trebuie să fie identice. Se renumerotează nodurile și elementele finite modificînd și coordonatele nodurilor în funcție de poziția structurii complexe în raport cu sistemul de referință global ales.

Avantajul aplicării noii metode, prezentate anterior, constă în înlocuirea procesului de discretizare a structurilor complexe, laborios și imprecis, desfășurat manual, în baza a mai multor criterii de discretizare, printr-un proces de discretizare cu rețele elastice, simplu și pre-

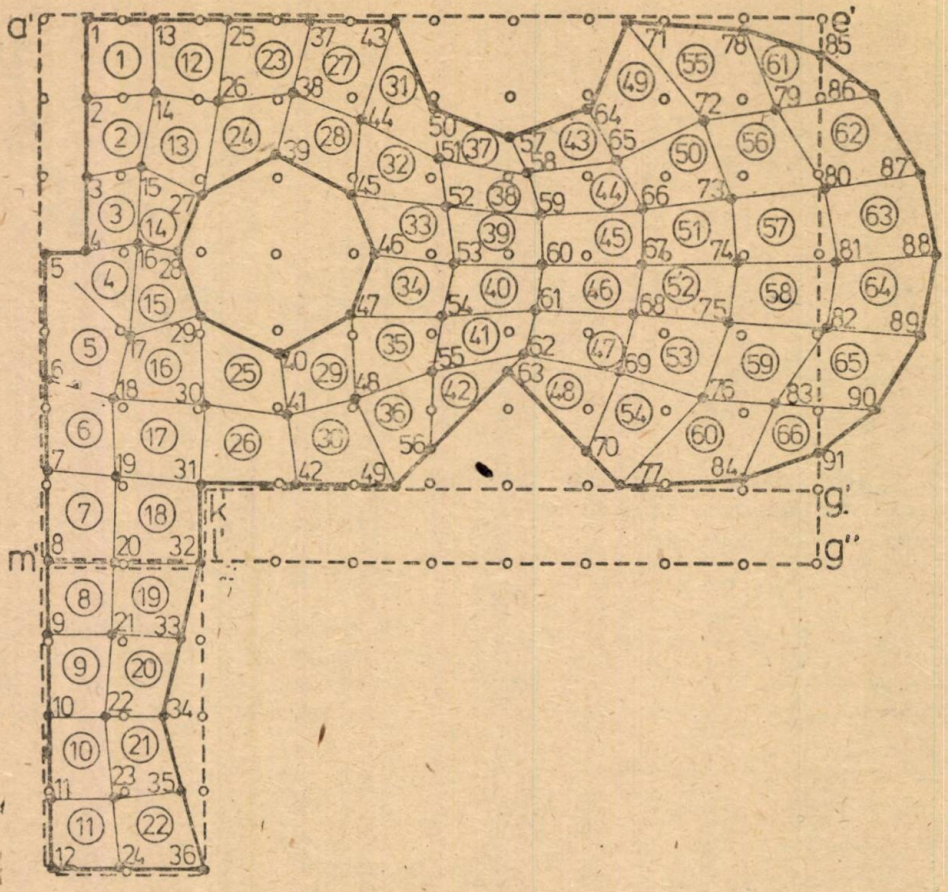


Fig. 6

care se referă la modul real de rezemare și de încărcare a structurii reale, precum și cu caracteristicile fizico-mecanice ale materialelor elementelor finite ;

6) Se reține rezultatele analizei statice, dinamice sau termice ale structurii complexe, reale, studiate prin metoda elementelor finite.

Un alt exemplu de aplicare a metodei rețelelor elastice pentru discretizarea unei structuri complexe alcătuită din corpuri anterior discretizate se prezintă în figura 6. În acest caz deplasările nodurilor situate pe conturul intecis, asigurînd optimizarea numerotării punctelor nodale și a elementelor finite, precizia datelor de intrare și a rezultatelor obținute prin metoda elementelor finite etc.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Pethö, L.* : Cercetări cu privire la influența deformațiilor elastice și termice asupra preciziei de prelucrare și posibilitățile de compensare a acestori erori. Teză de doctorat. Cluj-Napoca, 1986.

[2] x x x : Analiza satistică și dinamică a structurilor prin metoda elementelor finite. Manual de utilizare SAP 05, 1983.

CZ : 620.1

Automatizarea procesului de discretizare a structurilor plane complexe

Șef lucr. dr. ing. Ladislau **PETHŐ** — Institutul Politehnic din Cluj-Napoca

Metoda rețelelor elastice de discretizare a structurilor complexe, asistată de calculator — [1], este destinată ușurării muncii utilizatorilor programelor de analiză statică, dinamică sau termică a structurilor uni — și bidimensionale complexe prin metoda elementelor finite și în special al celor din familia de programe SAP — [3].

punerea lor perfectă peste conturul corpurilor structurii reale complexe, se obțin configurațiile finale ale elementelor finite, precum și pozițiile finale ale nodurilor, constituind discretizarea finală a structurii reale complexe.

Aplicarea metodei rețelelor elastice — [1] se desfășoară conform schemei logice redată în figura 1.

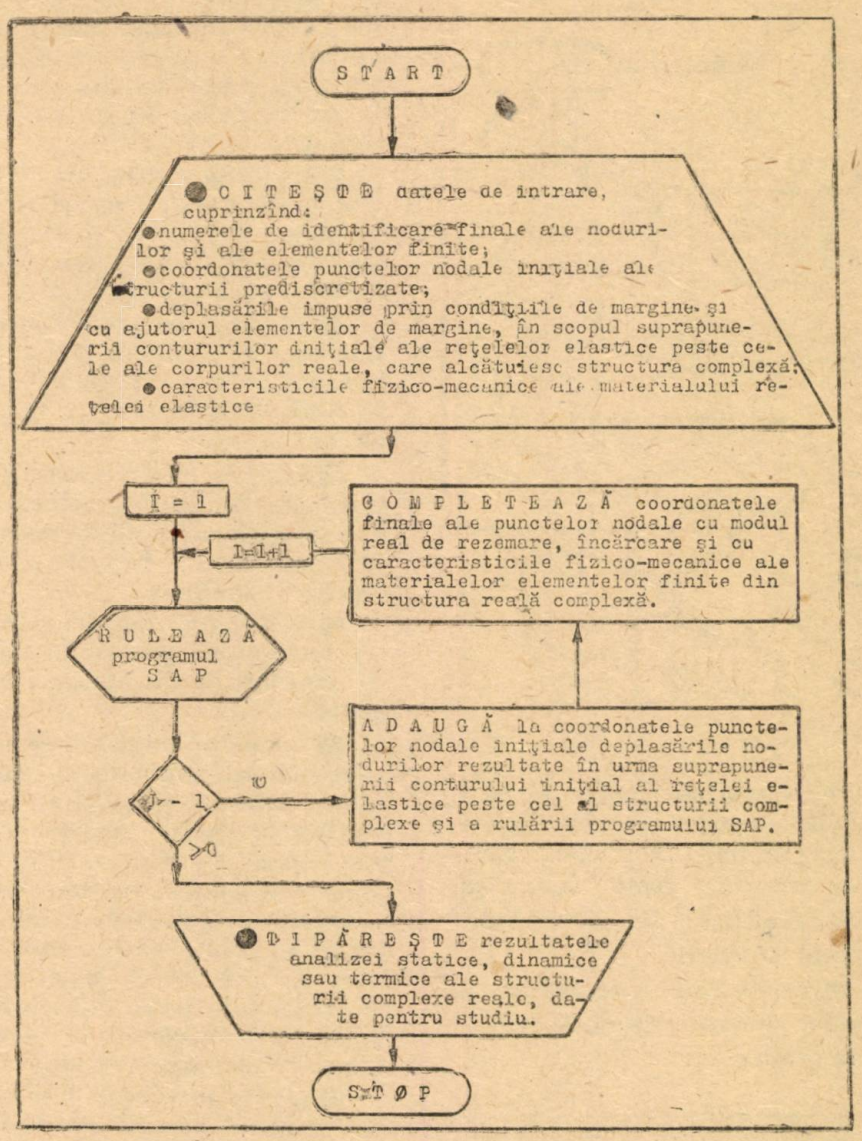


Fig. 1

Prin deformarea conturilor inițiale ale rețelelor elastice simple ca formă, pînă la supra-

Această metodă simplă de discretizare a structurilor complexe poate servi la analiza

unor structuri deosebit de complexe, dacă se elaborează și se include în schema de funcționare a procesului de discretizare (fig. 2) un preprocesor SAP, denumit : Rețele Elastice de Discretizare — „RED".

În baza acestei scheme de funcționare, conturul unei structuri complexe și cel al corpurilor componente ale acesteia se introduc în sistem* cu ajutorul preprocesorului PRIN, folosind terminale grafice, display, DAF 2020 sau digitizor. Datele de intrare se verifică prin afișarea lor pe DAF, plotter sau imprimantă.

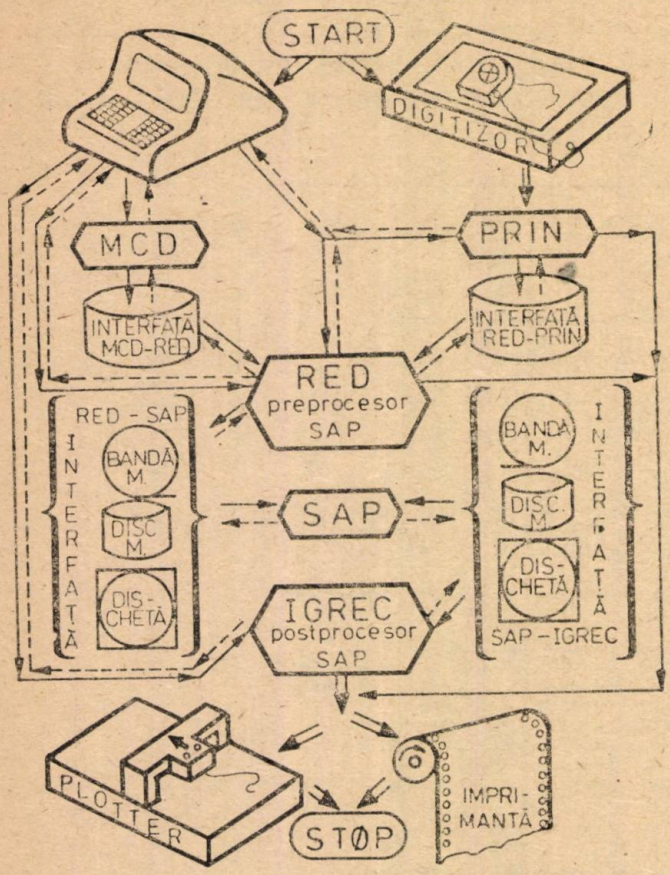


Fig. 2

Cu ajutorul preprocesorului „RED" se realizează, în mai multe etape — [1], (fig. 2), suprapunerea conturilor inițiale ale rețelelor elastice peste cele ale corpurilor reale, asigurînd totodată posibilități multiple de intervenție, reluare, control grafic și valoric.

Comunicarea interactivă, de intervenție și control al procesului de discretizare, se realizează pe terminale grafice.

* Configurația sistemului, care asigură desfășurarea procesului de discretizare a structurilor asistată de calculator este :
— minicalculator CORAL 4030/4021 sau I 100/102 F (compatibil cu PDP—11) ;
— sistem de operare MIX (compatibil cu RSM—11 M), memorie 256 KBYTE ;
— unitatea de disc magnetic, bandă magnetică, plotter, terminale grafice video (DAF 2020), imprimantă grafică, digitizor.

Conectarea cu preprocesorul interactiv MCD oferă posibilitatea evaluării mărimii, direcției și sensului deplasărilor impuse prin noua metodă a rețelelor elastice — [1].

Conectarea la preprocesoarele PRIN, MCD și la programul de elemente finite SAP se realizează cu preprocesorul RED, prin preluarea și furnizarea datelor pe suporturi magnetice.

Programul SAP depune rezultatele analizei statice, dinamice sau termice a structurii complexe analizate pe suporturi magnetice.

Datele de intrare și rezultatele analizei sînt preluate de pre — și postprocesorul IGREC, în scopul reprezentării lor pe terminale grafice — [2].

Avantajul aplicării noi metode de discretizare constă în înlocuirea procesului de discretizare a structurilor complexe, deosebit de laborios, desfășurat în baza multiplelor criterii de discretizare furnizate de utilizatorii programelor SAP, cu o schemă complexă de funcționare, printr-un proces de discretizare simplu, condus de preprocesorul RED — figurile 1 și 2, asigurînd :

- precizia datelor de intrare, justificată prin transformarea valorilor inițiale ale coordonatelor nodurilor, ușor obținute prin generare, în date finale precise de intrare ale programelor de elemente finite — [3] ;
- optimizarea numerotării punctelor nodale și a elementelor finite, justificată prin trecerea de la o structură cu un contur regulat la altul distorsionat, fără modificarea numerotărilor ;
- precizia mai ridicată a rezultatelor se justifică prin utilizarea structurilor discretizate numai în elemente finite patrulatere, indiferent de complexitatea formei conturului real al structurii analizate ;
- reducerea considerabilă a timpului afectat desfășurării procesului de discretizare a structurilor, justificată de simplitatea aplicării metodei ;
- domeniul de utilizare foarte larg, cuprinzînd metodele numerice de calcul prin diferențe finite, elemente finite și elemente de frontieră, servind la analiza structurilor uni — și bidimensionale, în regim static, dinamic, termic, liniar sau nelinar, indiferent de mediul la care se referă analiza. Aceasta se justifică prin faptul că în prima etapă a procesului de discretizare se lucrează cu materialul elastic al rețelei, după care datele structurii discretizate obținute se completează cu caracteristicile fizico-mecanice ale structurii reale.
- rețele electrice de discretizare pot fi plane sau spațiale. Rezultă că există și o metodă de discretizare cu rețele elastice spațiale a structurilor complexe tridimensionale.

Discretizarea structurilor complexe tridimensionale este un proces mult mai complex

decît în cazul structurilor bidimensionale, fapt pentru care discretizarea parțială a structurilor este deseori ocolită de utilizatorii programelor de elemente finite.

Prin metoda rețelelor elastice spațiale de discretizare a structurilor tridimensionale se oferă utilizatorilor programelor de calcul prin metode numerice (a diferențelor finite și a elementelor finite) un instrument eficient, precis și automatizat, simplificînd considerabil munca laborioasă de discretizare spațială a structurilor.

În concluzie, în baza exemplelor de aplicare a metodei rețelelor elastice — [1], desfășurate cu programul de elemente finite SAP—05 — [3], a rezultat o posibilitate nouă de automatizare a procesului de discretizare a structurilor plane complexe, în baza unui preprocesor „RED — REȚELE ELASTICE de DISCRETIZARE", inclus în schema de funcționare a procesului de discretizare asistată de calculator, prezentată în figura 2. S-au precizat principalele avantaje oferite de noua metodă de discretizare.

Autorul prezentei lucrări este preocupat să justifice prin alte exemple avantajele utilizării noii metode de discretizare a structurilor spațiale complexe și să îmbunătățească, pe această cale, procesul de discretizare asistat de calculator, ceea ce urmează să fie prezentat într-o altă lucrare.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Pethö, L.*: O nouă metodă de discretizare a structurilor plane complexe. Prezentată la: Seminar de metoda elementului finit, INCREST. București, 1987.

[2] *Cenariu, A., Macarie, P., Nagy, Zs., Pethö, L.*: O modalitate de discretizare asistată de calculator a structurilor solicitate, destinată utilizatorilor programului SAP. In: A X-a Sesiune de comunicări și referate. I.M. Aiud, 1987.

[3] x x x: Analiza statică și dinamică a structurilor prin metoda elementelor finite. Manual de utilizare a programului SAP 05, 1983.

Aplicarea metodei elementelor de frontieră la studiul concentrărilor de tensiuni într-o epruvetă crestată

Șef lucr. dr. ing. Ladislau **PETHÖ** — Institutul Politehnic din Cluj-Napoca

Introducere

În lucrare se prezintă aplicarea combinată a metodei elementelor finite cu metoda elementelor de frontieră în scopul determinării tensiunii maxime din concentratorul unei epruvete.

Distribuția tensiunilor în corpul epruvetei solicitate din figura 1, tabelul 1, discretizată ca în figura 2 se prezintă, corespunzător cazurilor de încărcare prezentate în tabelul 2, în figura 3 — [1].

Rezultatele calculelor coeficienților de formă, obținute prin metoda elementelor finite sînt redate în tabelul 3 și figura 4 — [1].

Calculul tensiunii maxime din concentrator s-a făcut prin interpolare, întrucît metoda ele-

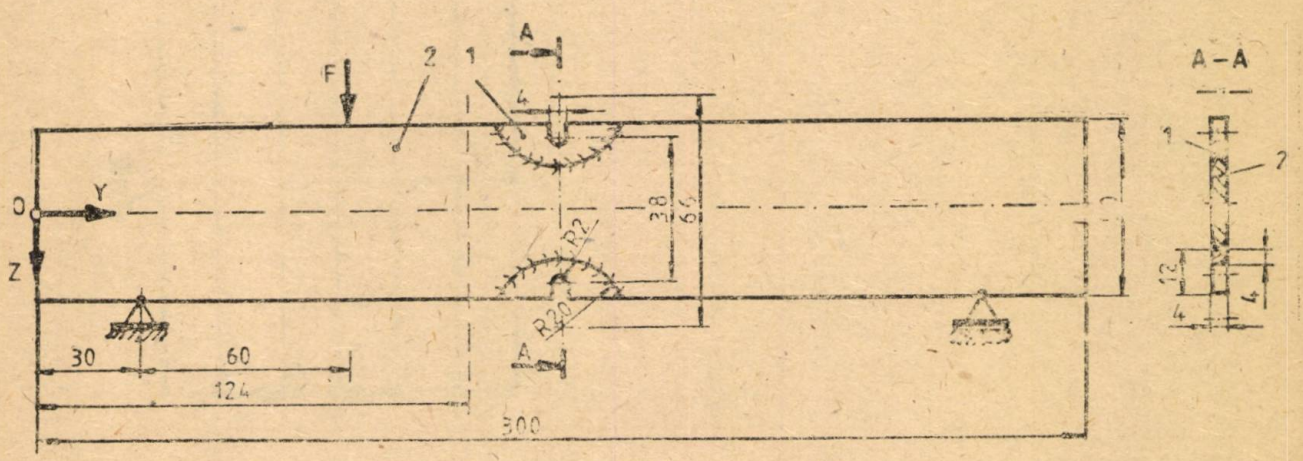
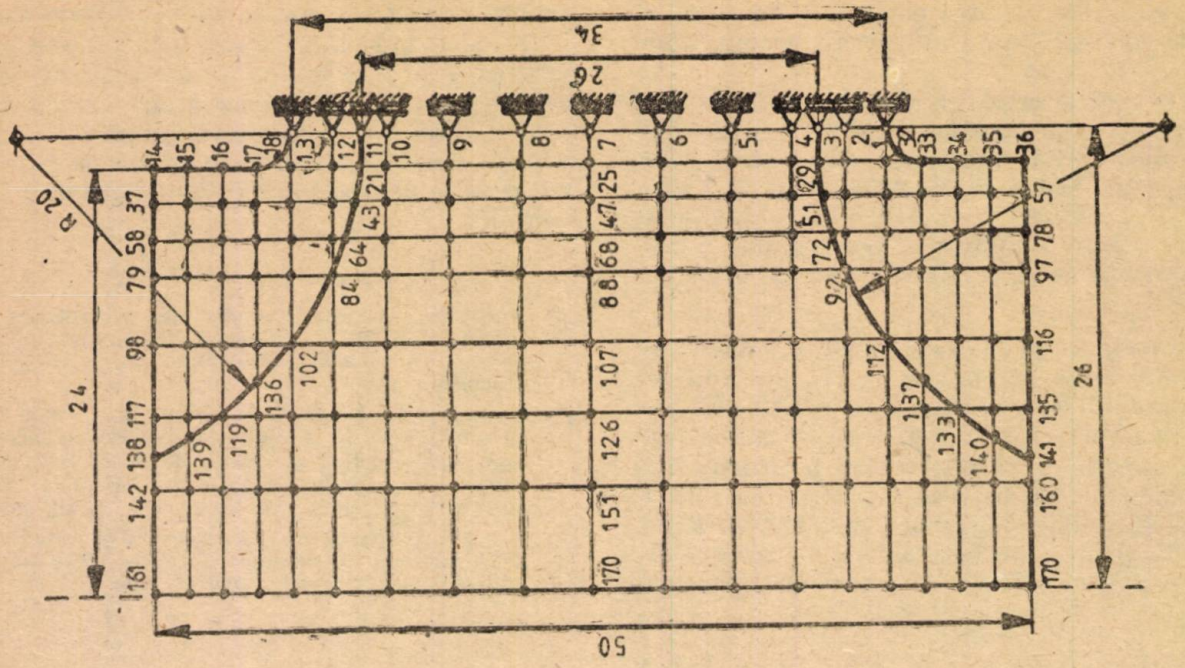


Fig. 1



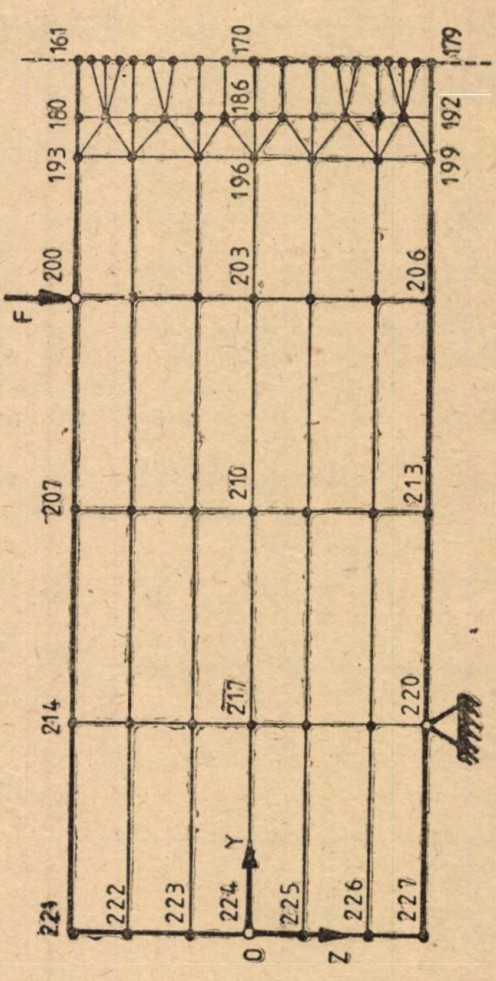


Fig. 2

Tabelul 1

Epruvetă	Nr. de identificare	MATERIAL				
		Constante elastice				$\sigma_r \cdot 10^{2}$
		$E \cdot 10^5$	$E_b/E_0 = h$	$G \cdot 10^5$	ν	
		[N/mm²]		[N/mm²]		[N/mm²]
de bază : tablă de oțel OL 60	1	$E_b = 1{,}1$	0,5238	0,49	0,33	6—8
de umplutură : bronz de aluminiu CuAl 10	2	$E_0 = 2{,}1$		0,81	0,3	5—7

mentelor finite dă valorile tensiunilor în mijlocul laturilor elementelor finite — [3].

Aplicarea metodei elementelor de frontieră la calculul tensiunii maxime din concentrator — [1, 2, 3]

În figura 5 se prezintă zona decupată, împărțită în elemente de frontieră. Tensiunile s-au calculat în punctele : 32—56, pe șase direcții în scopul evaluării gradientului tensiunii.

Condițiile pe frontieră au fost date în deplasări pentru nodurile 1—20 și 26, cunoscute prin aplicarea metodei elementului finit, figura 3, a.

O parte din rezultatele de la calculator sînt prezentate în tabelul 4 și figura 6. Tensiunile sînt date tabelar în [N/mm²] și reprezentate la scară în figura 6.

Programul furnizează tensiunile raportate la reperul local XOY, figura 5, nu la normala și tangenta la contur. Din acest motiv,

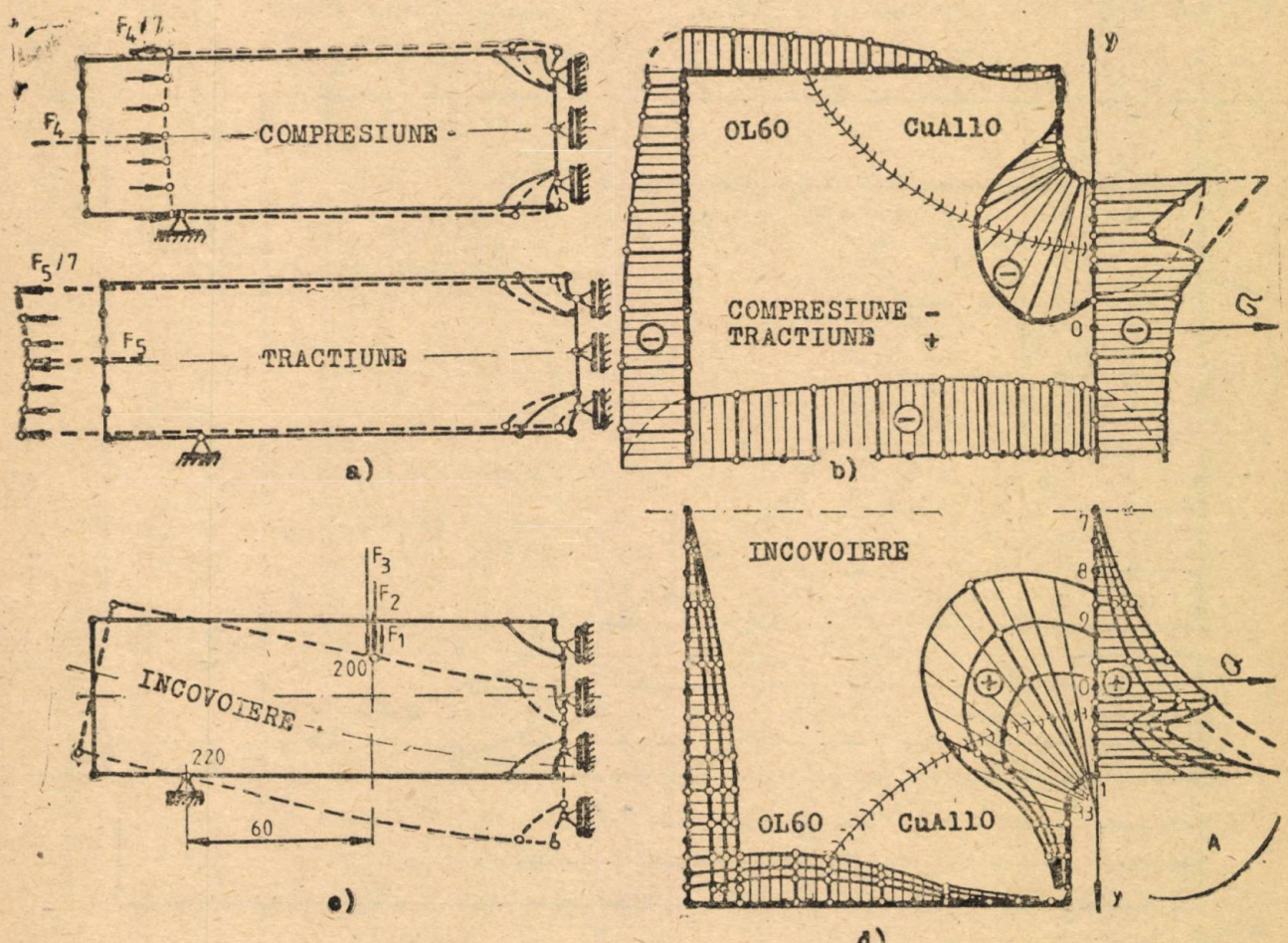


Fig. 3

Tabelul 2

Epruveta solicitată la	Moment încovoietor	Forța axială	Nr. caz de încărcare	Nr. nod încărcat	Forțele nodale	
	M	F	i	j	$F/7$	$M/60$
	[N . mm]	[N]			[N]	
încovoiere plană (jumătate de epr.)	86.070	0	1	200	0	1434,5
	129.110		2			2151,8
	1721.140		3			2869,0
compresiune (sfert de epruvetă)	0	35.000	4	221	5.000	0
				222	5.000	
				223	5.000	
				224	5.000	
tracțiune (sfert de epruvetă)	0	—35.000	5	221	—5.000	0
				222	—5.000	
				223	—5.000	
				224	—5.000	

dar și pentru a ține cont de toate componentele tensorului tensiunii, s-a reprezentat la scară în figura 6 și distribuția tensiunilor echivalente, calculate cu relația :

$$\sigma_{ech\,V} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 + \sigma_z^2 - \sigma_x \cdot \sigma_y - \sigma_y \cdot \sigma_z - \sigma_z \cdot \sigma_x + 3\tau_{xy}^2},$$

care are la bază teoria energiei specifice de deformații modificatoare de formă — tabelul 4. Cea mai periculoasă stare de tensiune se obține în nodul 1, avînd $\sigma_{ech\,V} = 221$ [N/mm^2]. Abaterea acestei valori obținute cu metoda elementelor de frontieră combinată cu metoda elementului finit, față de cea obținută (numai cu metoda elementelor finite este :

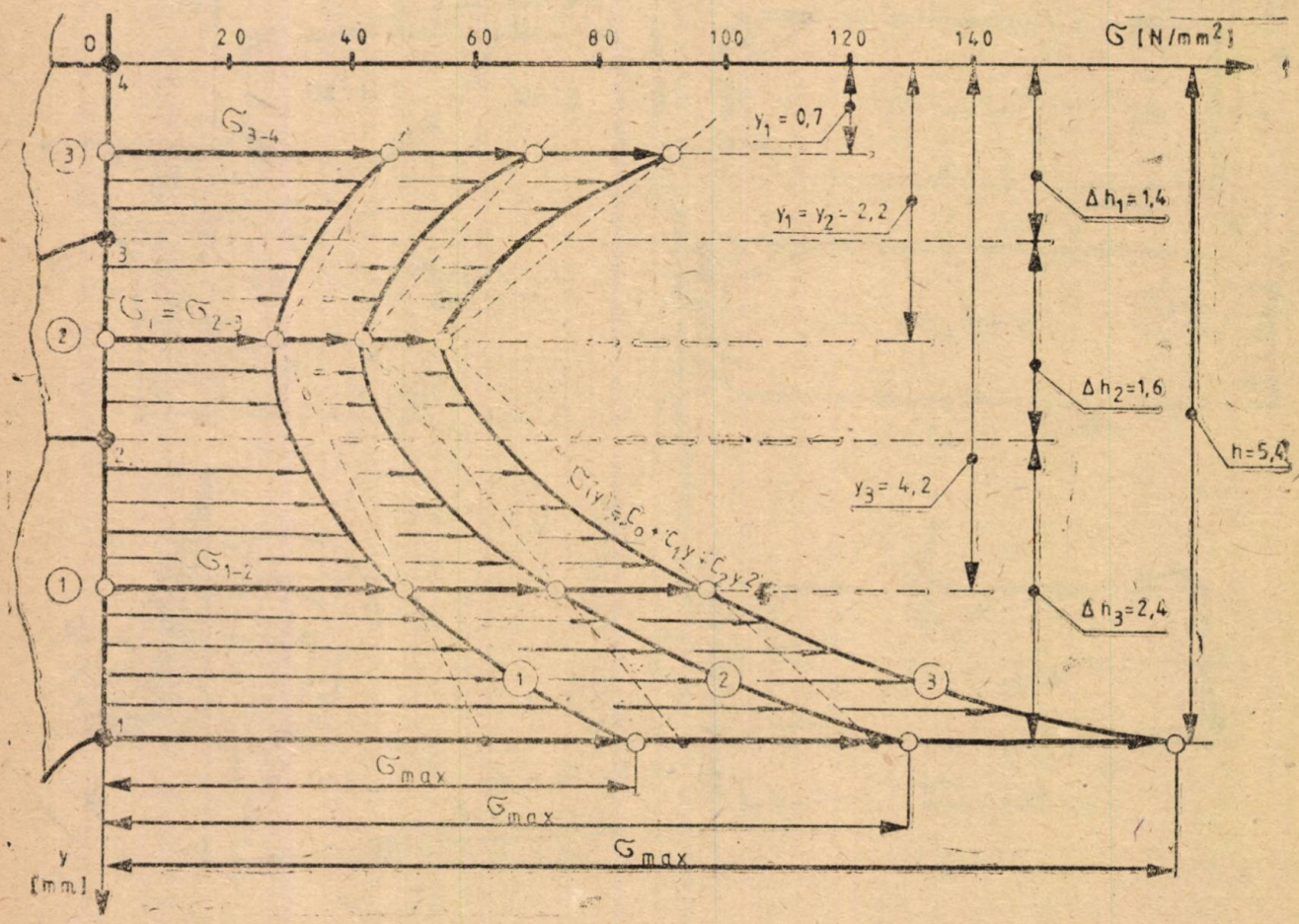


Fig. 4

$\xi = [(221-173)/173] \cdot 100 = 28\%$ —

(tabelele 3 și 4).

Rezultă pentru acest caz de încărcare a epruvetei valoarea coeficientului de formă :

$$\alpha_k = \sigma_{max}/\sigma_n = 221/79 = 2{,}8.$$

telor de frontieră, care a permis discretizarea numai a frontierei domeniului studiat din apropierea concentratorului. Indesirea nodurilor în această zonă se face mult mai ușor decît cu ajutorul metodei elementelor finite. Într-o primă aproximație, s-a aplicat metoda elementelor finite cu discretizare grosolană și apoi decupînd o zonă din apropierea concentratorului

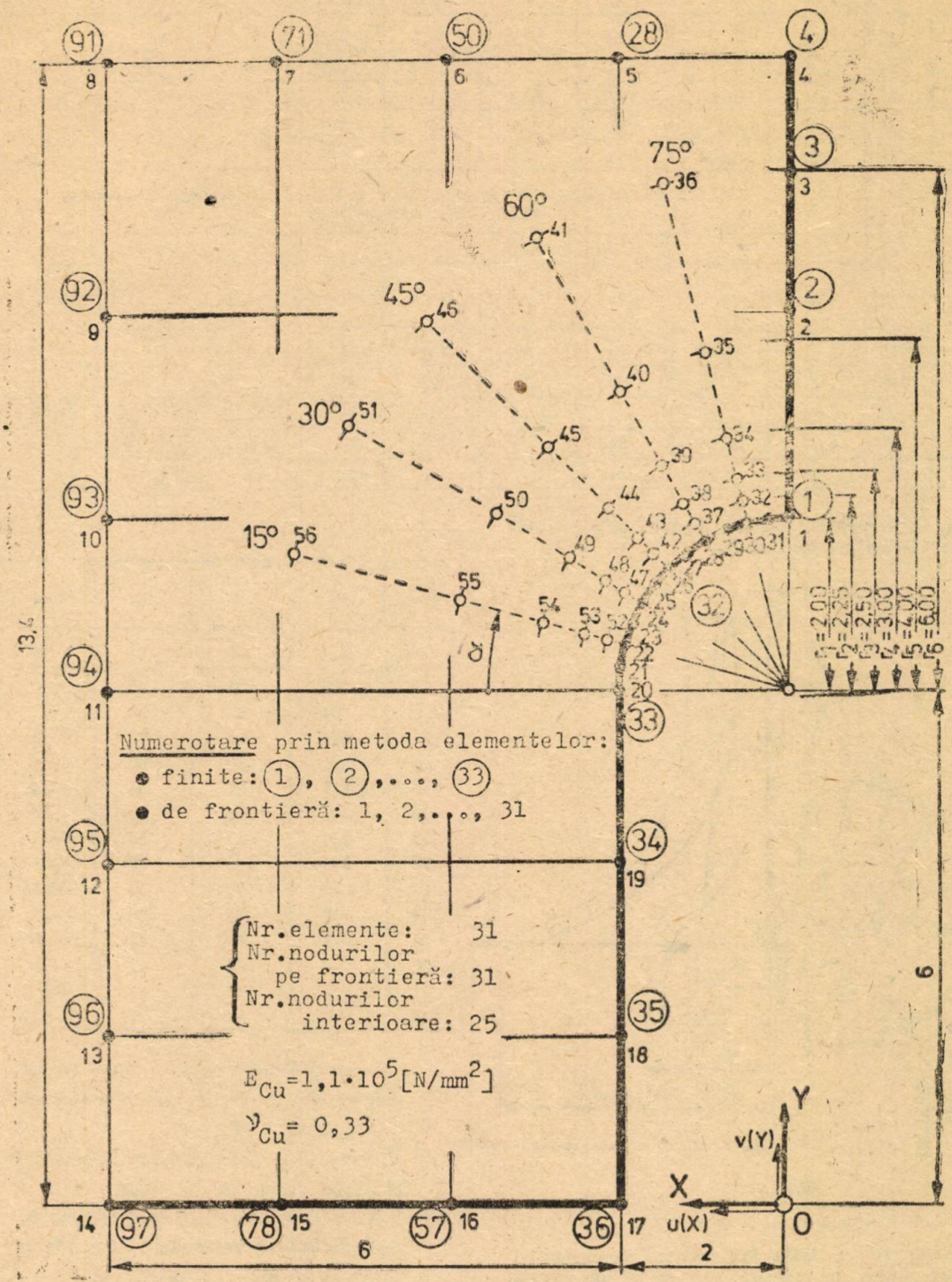


Fig. 5

Concluzii

În scopul îmbunătățirii calculelor prin metoda elementelor finite, s-a făcut apel la metoda elemen-

s-a continuat studiul prin metoda elementelor de frontieră. Metoda elementelor finite a dat deplasări precise ale nodurilor, care au constituit condițiile impuse nodurilor de pe frontiera domeniului studiat.

Tabelul 3

Epr. sol. la	Nr. caz. de înc.	σ_y, pe seţiunea transversală de simetrie a epruvetei în [N/mm²] produse în mijlocul laturilor elementelor finite						Tensiunea nominală, tensiunea maximă şi coeficientul de concentrare a tensiunilor			
								σ_n	σ_{max}^{ef}	α_k^{ef}	α_k^{fe}
		7—6	6—5	5—4	4—3	3—2	2—1	[N/mm²]			
încov.	1	9,8	31,3	59,2	91,6	54,8	97,5	79	173		
plană	2	4,7	46,9	88,9	137,3	82,2	146,3	119	260	2,18	1,95
	3	19,6	62,6	118,5	183,1	109,6	195,0	158	347		
compr.	4	—223	—235	—268	—331	—177	—276	152	502	3,31	—
tracţ.	5	223	235	268	331	177	276				

		Tensiunile produse pe conturul superior (şi inferior) al crestăturii epruvetei în [N/mm²], în mijlocul laturilor :											
		13—18 (şi 1—32)						18—17 (şi 32—33)					
		σ_y	σ_z	τ	σ_{max}	σ_{min}	σ_{ech}	σ_y	σ_z	τ	σ_{max}	σ_{min}	σ_{ech}
încov.	1	—11	—179	20	—9	—181	178	—31	—33	—48	—3	—112	111
plană	2	—17	—268	30	—14	—272	267	—47	—125	—72	—4	—168	166
	3	—23	—357	40	—18	—362	356	—63	—166	—96	—6	—224	222
compr.	4	—27	—472	44	—23	—477	470	—84	—203	—123	—6	—280	278
tracţ.	5	27	472	—44	477	23	470	84	203	123	280	6	278

Prin această metodologie se obţin valori mai exacte ale coeficienţilor de formă.

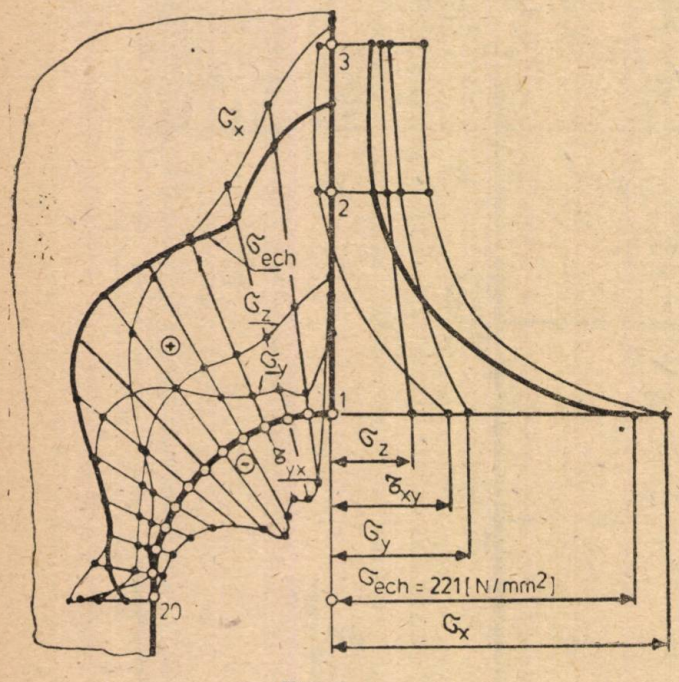


Fig. 6

Tabelul 4

Nr. nod	σ_x	σ_y	σ_z	τ_{xy}	σ_{ech_V}
1	241	58	99	84	221
2	69	51	40	—10	33
3	34	42	36	—7	33
31	224	15	79	—48	197
30	171	20	63	—58	135
29	145	21	55	—54	145
28	131	33	54	—66	145
27	109	55	54	—75	141
26	121	115	78	—61	113
25	42	77	39	—55	102
24	17	63	26	—32	70
23	7	47	18	—18	47
22	4	36	13	—12	35
21	2	38	13	—8	35
20	53	58	37	—2	19

BIBLIOGRAFIE

[1] *Pethö, L., Tripa, Mihaela :* Studiul concentrării tensiunilor într-o epruvetă neomogenă prevăzută cu o crestătură circulară simetrică prin metoda elementelor finite. In : A X-a sesiune de comunicări. Aiud, 1987.

[2] *Brebea, C.A. ş.a. :* Bondary Element Techniques. Springer-Verlag, Berlin, 1984.

[3] x x x : Analiza statică şi dinamică a structurilor prin metoda elementelor finite. Manual de utilizare a programului SAP 05, 1983.

CZ : 621.001.1

Utilizarea microcalculatorului TIM—S la proiectarea organelor de mașini

Ing. Alexandru **HOROVITZ**, ing. Erika **BALTĂȚEANU**, ing. Heidrun **FRANZ**, ing. Călin **GHERESCU** — Întreprinderea „Electrotimiș" Timișoara

Generalități

Considerată pe drept cuvînt ca un vector director, fără de care nu se mai poate concepe o industrie modernă, activitatea de proiectare asistată de calculator s-a impus, în cadrul Întreprinderii Electrotimiș Timișoara, în primul rînd, în domeniul dimensionării și verificării diverselor tipuri de organe de mașini.

Plecînd de la ideea aducerii calculatorului pe masa specialistului neinformatician și a asigurării unei mari flexibilități și ușurințe în exploatare, la un preț de cost cît mai redus, s-a alcătuit o bibliotecă de programe adaptate calculatoarelor personale de tip TIM-S.

Concepută modular, astfel încît să ajute la rezolvarea unei game cît mai variate de probleme care pot apărea în activitatea curentă de proiectare, biblioteca de programe este, în cea mai mare parte, rodul preocupărilor compartimentului tehnic al întreprinderii.

În continuare se prezintă cîteva exemple de rezolvare, cu ajutorul calculatoruli electronic, a unor probleme practice din activitatea de proiectare constructivă a reperelor mecanice.

Proiectarea asistată de calculator a angrenajelor cilindrice exterioare

Pachetul de programe, așa cum se prezintă în figura 1, este alcătuit din șase module distincte permițînd atît dimensionarea, calculul mărimilor geometrice ale danturii, vizualizarea profilului dintelui, calculul abaterilor și toleranțelor, cît și verificarea din condiții de rezistență, a angrenajelor cilindrice cu dinți drepți și înclinați.

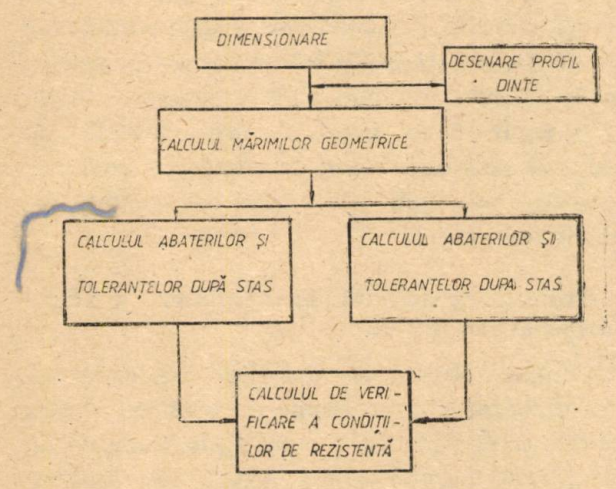


Fig. 1 Alcătuirea pachetului de programe pentru calculul de dimensionare și verificare a angrenajelor cilindrice.

Dimensionarea pornește de la cîteva date, cunoscute din condiții constructive, cum ar fi : tipul mașinii de lucru și motoare, nivelul previzibil al șocurilor parazite pe care viitoarea transmisie va trebui să le suporte, raportul de transmitere și uneori distanța dintre axe. În urma unei rulări interactive a întregului pachet se obțin informații referitoare la :

— mărimile geometrice constructive necesare execuției danturii celor două roți ale angrenajului ;

— indicații privind alegerea materialelor și tratamentelor termice ;

— mărimile geometrice de verificare a danturii, cum ar fi : grosimea dintelui, cota peste dinți și cota peste role/bile ;

— abaterile dimensionale ale diferitelor elemente ale danturii conform STAS 6371—81 sau normelor germane DIN ;

— coeficienții de siguranță la solicitarea de încovoiere la piciorul dintelui și la solicitarea de contact a flancurilor.

Deși programul semnalează eventualele anomalii ale danturii, ca subtăierea, ascuțirea etc., proiectantul are posibilitatea de a vizualiza, printr-un program de simulare, forma dintelui. Aceasta pentru a putea, pe de-o parte, evalua calitățile geometrice ale angrenajului, iar pe de altă parte pentru a alege tipul optim de sculă pentru danturare. În figura 2 se prezintă, ca de exemplu, dintele unei roți avînd $Z=11$, executate cu o sculă cu profilul conform STAS 821—82 avînd coeficentul deplasării de profil $x=0$ (a) și $x=0{,}5$ (b).

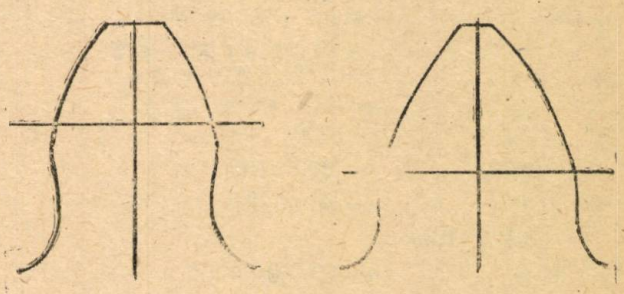


Fig. 2 Dintre subtăiat (a) și dinte normal (b).

Proiectarea asistată de calculator a angrenajelor conice

Acest pachet de programe permite dimensionarea și calculul elementelor geometrice și abaterilor dimensionale pentru roțile dințate cu dinți curbi, în arc de cerc, de tip Kurvex, executate pe mașina de danturat ZFTKK.

Pentru a răspunde cît mai bine cerințelor proiectantului s-au prevăzut trei moduri de abordare a calculului :

— dimensionarea din condiții de rezistență ;

— verificarea din punct de vedere dimensional ;

— redimensionarea după un model dat (roți dințate executate pe alt tip de mașină unealtă).

În urma rulării pachetului de programe, se obține atît o listă a datelor necesare execuției și controlului roților dințate, cît și o fișă de reglaj a mașinii de danturat (fig. 3).

DATE REGLAJ ZFTKK 250/1K

Denumire utilaj :
Nume operator :
Data :

DATE INIȚIALE

Z = 18
mnm = 2.5
msa = 3.1898775
alfa 0 [grd] = 20
beta m [grd] = 25
Sens dantura = STÎNGA
ROm [mm] = 37.5
2*ROm [mm] = 75
Rm [mm] = 44.755793
Ra [mm] = 51.755793
Sd [mm] = 0.10569633
b [mm] = 14
delta [grd] = 33.69
hz [mm] = 5.25

DATE REGLAJ

e ges [mm]	= 45.26302
delta e	= 33 g 41 m 24 s
Qw	= 311 g 27 m 58 s
Qs	= 321 g 26 m 2 s
qm	= 0 g 44 m 27 s
hF [mm]	= 6.25
bxa [mm]	= 29.58763
bxi [mm]	= 63.86237

iw = 0.77051558

a*c/b*d = 60*50/66*59

Fig. 3 Fișă de reglaj pentru mașina de danturat ZFTKK 250/1K.

Proiectarea asistată de calculator a arcurilor elicoidale

Cu ajutorul a două programe, se pot dimensiona și verifica arcurile elicoidale de compresiune și întindere executate din oțel.

Algoritmul de calcul este astfel întocmit, încît permite impunerea unor restricții constructive cum ar fi : diametrul interior sau diametrul exterior al arcului. Pornindu-se de la indicarea forței de lucru și a săgeții necesare, programul face recomandări cu privire la mărcile de oțel, care pot fi utilizate, și la diametrele standardizate de sîrmă sau bară. Indicele arcului se poate calcula automat. Pe lîngă mărimile geometrice rezultate din calcul, se afișează și diagrama de încărcare a arcului.

În figura 4 se prezintă un exemplu de listare a rezultatelor pentru arcul elicoidal de întindere și pentru cel de compresiune.

Proiectarea asistată de calculator a lagărelor cu rulmenți

Pachetul de programe (trei module) a fost astfel întocmit încît să permită atît dimensionarea și verificarea, cît și alegerea ajustajelor de montaj ale lagărelor de rostogolire.

Pornind de la calculul reacțiunilor în lagăre, se determină durabilitatea nominală a rulmenților pentru condiții de funcționare normale și speciale. În funcție de opțiunea proiectantului, este posibil să se calculeze și durabilitatea nominală corectată, folosindu-se coeficientul *a 23*, conform STAS 7160—82 și a unor metode moderne de calcul, recomandate de diverse firme producătoare de lagăre de rostogolire. O dată rulmenții dimensionați, se poate trece, pe baza condițiilor funcționale și constructive, la determinarea cîmpurilor de toleranțe necesare realizării ajustajelor dintre rulment-arbore și rulment-carcasă. Sînt posibile, aici, și cazurile constructive speciale cum ar fi : rulmenți montați pe/în tuburi cu pereți subțiri sau în carcase din materiale metalice ușoare.

În figura 5 se prezintă un exemplu de calcul al aceluiași lagăr, în condițiile unei durabilități nominale și ale unei durabilități nominale corectate.

Proiectarea asistată de calculator a asamblărilor arbore-butuc

Pentru calculul asamblărilor arbore-butuc, s-au elaborat opt programe cu ajutorul cărora pot fi dimensionate și verificate asamblările prin : pene paralele, pene disc, pene tangențiale, pene inelare, inele conice, fretare la cald, caneluri evolventice, caneluri dreptunghiulare.

Ca rezultat al rulării programelor se obțin liste cu mărimile geometrice și abaterile dimensionale ale elementelor de asamblare, coeficienții de siguranță ai asamblării și, în unele cazuri, un desen informativ al organelor de asamblare.

I. ELECTROTIMIȘ
Data :
Nume operator :
Nume produs :

ARC ELICOIDAL DE TRACȚIUNE
REZULTATE

indice arc i = 6
diam. sîrmă ds = 1
diametru interior di = 5
diam. mediu dm = 6
diam. exterior d = 7

nr. spire n = 20
pas spire t = 0.1
înclinare spire a = 0.3039607

înalt. arc ho = 31.464957
înalt. de lucru h = 48.264957
lung. desfășurată l = 391.13359

constanta arc c = 2.3553241
forța de lucru P = 44.2
săgeata de lucru f = 16.8

tens. admisibilă calculată
Ta = 675.32625

zează informații dimensionale și tehnologice, se obține un important cîștig de timp, pe care, în cazul neutilizării calculatorului electronic, proiectantul îl consumă consultînd diferite standarde, atlase și cataloage de firmă.

I. ELECTROTIMIȘ
Data :
Nume operator :
Nume produs :

ARC ELICOIDAL DE COMPRESIUNE
REZULTATE

indice arc i = 5
diam. sîrmă ds = 2
diam. interior di = 8
diam. mediu dm = 10
diam. exterior d = 12

nr. spire n = 5
nr. total spire nt = 7
pas spire t = 4
înclinare spire a = 7.2560829

înalt. arc ho = 23
înalt. blocare hb = 14
lung. desfășurată l = 221.68685

constanta arc c = 35.820896
forța de lucru P = 240
săgeata de lucru f = 6.7

tens. admisibilă calculată
Ta = 763.94373

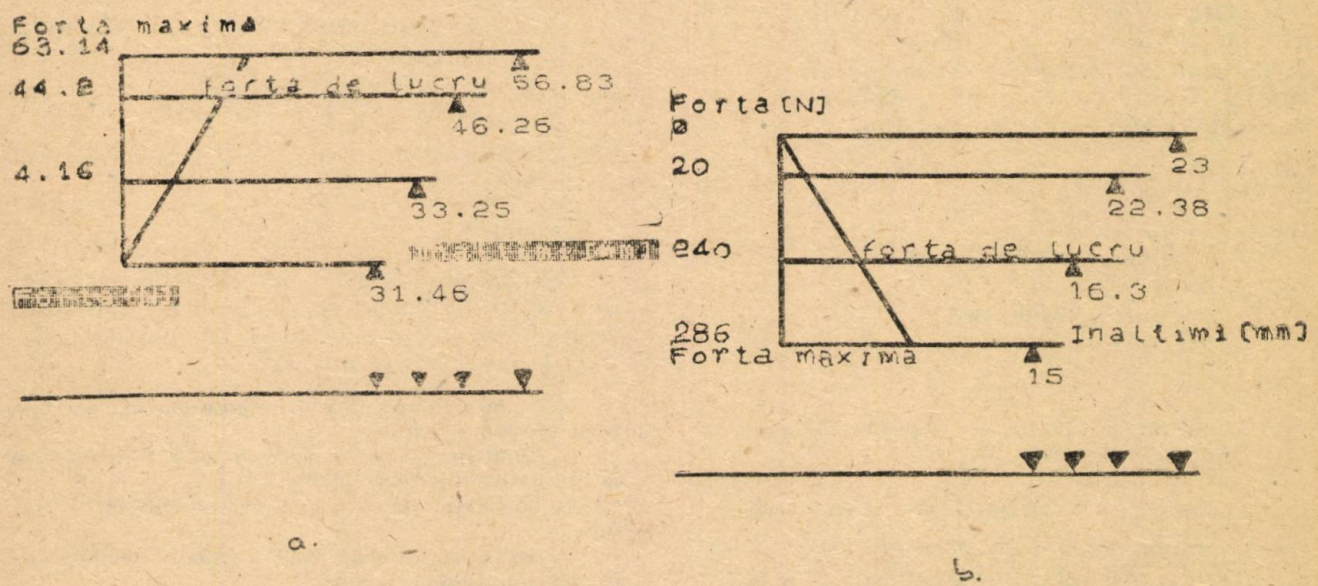


Fig. 4 Listări de rezultate pentru un arc de tracțiune (a) și unul de compresiune (b).

Dacă complexitatea calculelor de rezistență a asamblărilor arbore-butuc nu este, în general, prea mare, prin faptul că programul furnizează informații dimensionale și tehnologice, se obține un important cîștig de timp, pe care, în cazul neutilizării calculatorului electronic, proiectantul îl consumă consultînd diferite standarde, atlase și cataloage de firmă.

În figura 6 se prezintă un exemplu de listare a rezultatelor pentru o asamblare cu pană disc.

Așa cum s-a ilustrat prin exemplele prezentate, rezultatele se pot lista pe imprimante cu interfață paralelă, compatibilă Centronics.

DURABILITATE NOMINALĂ

Date inițiale
— tipul rulmentului : NU 216

diametrul	d = 80 mm
diametrul	D = 140 mm
capac. de încărcare	C = 106000 N
capac. inc. statica	Co = 69500 N
sarc. din. echiv.	P = 6590 N
sarc. st. echiv.	Po = 6590 N
forța rad. în lagăr	Fr = 6590 N
turația	n = 3500/min.
temp. de lucru	t = 80 C

REZULTATE

durabilitatea calculată
lna = 50024.437 ore
durabilitate min.
Lnh = 60000 ore

a

DURABILITATE NOMINALĂ CORECTATĂ

Date inițiale
— tipul rulmentului : NU 216

diametrul	d = 80 mm
diametrul	D = 140 mm
capac. de încărcare	C = 106000 N
capac. inc. statică	Co = 69500 N
sarc. din. echiv.	P = 6590 N
sarc. st. echiv.	Po = 6590 N
forța rad. în lagăr	Fr = 6590 N
turația	n = 3500/min
temp. de lucru	t = 80 C

REZULTATE

durabilitatea calculată
lna = 77537.877 ore
durabilitatea min.
Lnh = 60000 ore

b

Fig. 5 Calculul unui lagăr la durabilitate nominală (a) și corectată (b).

Concepute, în principal după standarde și lucrări fundamentale în domeniu, programele de calcul au la bază o documentare vastă îmbinând pe lîngă o multitudine de cunoștințe de specialitate și o bogată experiență în domeniul proiectării asistate de calculator.

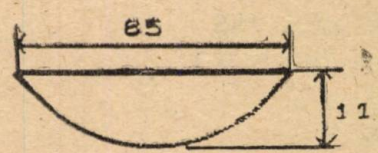
DATE INIȚIALE

Diam. arborelui d ..... 50 mm
Momentul de torsiune ..... 950 Nm

REZULTATE

Pana disc 8×11 STAS 1012-77
Lungimea penei l ..... 85 mm
Abateri limita ale
lățimii penei : ..... h9/0—036
Raza penei r ..... 28 mm
Adînc. canalului t ..... 8 mm
Presiunea efectivă la
strivire pefp ..... 149.02 MPa
Rezistența efectivă la
forfecare tefp ..... 55.882 MPa
Coef. de siguranță
la strivire csp 1.007
Coef. de siguranță
la forfecare cfp 2.577

Ce ajustaj doriți ?
1 — ajust. intermediar
2 — ajust. cu strîngere



Raza r = 28

Se va teși
∅4×45 grd

Abateri limită ale lățimii canalului de pană :
— arbore : N9/0—.036
— butuc : Js9/.018—.018

Fig. 6 Elementele de calcul al unei îmbinări cu pană disc.

Concluzii

Prin folosirea pachetelor de programe prezentate, proiectantul beneficiază, în activitatea de dimensionare-verificare a organelor de mașini, de următoarele **avantaje :**

— reducerea drastică a timpului de muncă destinat acestor activități ;
— eliminarea erorilor care, în mod inerent, apar la efectuarea unor calcule manuale ;
— obținerea rapidă a unei soluții constructive optime ;
— utilizarea în mod facil a inteligenței investite în algoritmul programului.

CZ : 669.083.4

Asupra determinării funcției obiectiv a unui proces metalurgic (I)

Asist. univ. A. **MITREA**, conf. dr. ing. G. **VERMEȘAN** — Institutul Politehnic Cluj-Napoca
Mat. P. **MITREA** — I.T.C. Cluj-Napoca

Introducere

O problemă de bază în studiul unui proces metalurgic este estimarea cît mai reală a dependenței unei variabile y a procesului respectiv, față de alte variabile $z_1, \dots z_p$. Într-o asemenea dependență, de forma $y = f(z_1, \dots z_p)$, funcția f se numește funcție-obiectiv, iar $z_1, \dots z_p$ se numesc factori de influență sau parametri ai procesului. Una din metodele des utilizate și relativ eficente pentru determinarea funcției-obiectiv o reprezintă metoda celor mai mici pătrate. Prezenta lucrare va utiliza metoda celor mai mici pătrate și unele teste de natură statistică pentru a obține funcția-obiectiv sub formă liniară ; într-o lucrare ulterioară ne propunem să studiem și forme neliniare pentru funcția-obiectiv. În prima parte a acestei lucrări se va prezenta cadrul teoretic al problemelor concrete studiate, iar în partea a doua se vor prezenta etapele rezolvării acestor probleme și rezultatele obținute. Algoritmul a fost implementat pe un calculator M 18, utilizînd un program scris în limbaj FORTRAN.

1. Să determinăm funcția obiectiv f într-o clasă de funcții depinzînd de $(m+1)$ parametri $b_0, b_1, \dots, b_m$. Punînd $z = (z_1, \dots z_p) \in R^p$, avem relația funcțională $y = f(z; b_0, b_1, \dots, b_m)$. Pentru determinarea parametrilor $b_0, b_1, \dots, b_m$ avem la dispoziție un set de N măsurări, în urma cărora s-au obținut valorile $y = f(z^k; b_0, b_1, \dots, b_m)$, unde $z^k = (z_i^k, \dots, z_p^k) \in R^p$, $1 \leqslant k \leqslant N$. După cum se știe, metoda celor mai mici pătrate constă în minimizarea funcției

$$F(b_0, b_1, \dots, b_m) = \sum_{k=1}^{N} [y_k - f(z^k; b_0, b_1, \dots, b_m)]^2,$$

ceea ce presupune rezolvarea sistemului de $(m+1)$ ecuații $\frac{\partial F}{\partial b_0} = 0, \dots, \frac{\partial F}{\partial b_m} = 0$, cu $(m+1)$ necunoscute $b_0, b_1, \dots, b_m$.

Vom simplifica problema căutînd funcția obiectiv sub forma $f(z; b_0, b_1, \dots, b_m) = b_0 g_0(z) + b_1 g_1(z) + \dots + b_m g_m(z)$.

Punînd $g_{ik} = g_i(z^k)$, $0 \leqslant i \leqslant m$, $1 \leqslant k \leqslant N$, sistemul de ecuații de mai sus devine :

$$\begin{cases} b_0 \sum_{k=1}^{N} g_{0k}^2 + b_1 \sum_{k=1}^{N} g_{0k} g_{1k} + \dots + \\ + b_m \sum_{k=1}^{N} g_{0k} g_{mk} = \sum_{k=1}^{N} y_k g_{0k} \\ b_0 \sum_{k=1}^{N} g_{1k} g_{nk} + b_1 \sum_{k=1}^{N} g_{1k}^2 + \dots + \\ + b_m \sum_{k=1}^{N} g_{1k} g_{mk} = \sum_{k=1}^{N} y_k g_{1k} \\ \dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots \\ b_0 \sum_{k=1}^{N} g_{mk} g_{0k} + b_1 \sum_{k=1}^{N} g_{mk} g_{1k} + \\ + \dots + b_m \sum_{k=1}^{N} g_{mk}^2 = \sum_{k=1}^{N} y_k g_{mk} \end{cases} \quad (1)$$

Pentru a ne plasa în cadrul problemelor rezolvate mai departe, vom lua $p = m = 3$, $g_0(z) = 1$, $g_i(z) = z_i$, $1 \leqslant i \leqslant 3$. Astfel, funcția obiectiv devine liniară și dependența funcțională căutată are forma $y = b_0 + b_1 z_1 + b_2 z_2 + b_3 z_3$. Să presupunem că măsurările s-au efectuat la trei nivele pentru variabilele z_1, z_2, z_3, adică la nivelele z_{i1}, z_{i2}, z_{i3} pentru variabila z_i, $1 \leqslant i \leqslant 3$, luîndu-se toate combinațiile posibile între cele trei nivele, în număr de $N = 3^3 = 27$. De asemenea, să luăm $z_{i1} > z_{i2} > z_{i3}, i = 1, 2, 3$.

Rezolvarea sistemului de ecuații (1) decurge în trei etape, prezentate sintetic în tabelul 1. Sistemul inițial (etapa I) rezultă din (1), luînd $g_{0k} = g_0(z^k) = 1$, $1 \leqslant k \leqslant 27$, $g_{ik} = g_i(z^k) = z_i^k$ unde $z^k = (z_1^k, z_2^k, z_3^k)$, $1 \leqslant i \leqslant 3$, $1 \leqslant k \leqslant 27$; astfel, se obține sistemul :

$$\begin{cases} 27 b_0 + 9 b_1 \sum_{k=1}^{3} z_{1k} + 9 b_2 \sum_{k=1}^{3} z_{2k} + \\ + 9 b_3 \sum_{k=1}^{3} z_{3k} = \sum_{k=1}^{27} y_k \\ 9 b_0 \sum_{k=1}^{3} z_{1k} + 9 b_1 \sum_{k=1}^{3} z_{1k}^2 + 3 b_2 \sum_{k=1}^{3} z_{1k} \sum_{k=1}^{3} z_{2k} + \\ + 3 b_3 \sum_{k=1}^{3} z_{1k} \sum_{k=1}^{3} z_{3k} = \sum_{k=1}^{27} z_1^k y_k \end{cases} \quad (2)$$

Etapele determinării funcției-obiectiv

Tabelul 1

Nr. probă [K]	Etapa I			Etapa a II-a			Etapa a III-a		
	z_1^k	z_2^k	z_3^k	x_1^k	x_2^k	x_3^k	X_1^k	X_2^k	X_3^k
1	Z_{11}	Z_{21}	Z_{31}	1	1	1	$(2+a_1)/3$	$(2+a_2)/3$	$(2+a_3)/3$
2	Z_{11}	Z_{21}	Z_{32}	1	1	0	$(2+a_1)/3$	$(2+a_2)/3$	$(a_3-1)/3$
3	Z_{11}	Z_{21}	Z_{33}	1	1	$-a_3$	$(2+a_1)/3$	$(2+a_2)/3$	$-(1+2a_3)/3$
4	Z_{11}	Z_{22}	Z_{31}	1	0	1	$(2+a_1)/3$	$(a_2-1)/3$	$(2+a_3)/3$
5	Z_{11}	Z_{22}	Z_{32}	1	0	0	$(2+a_1)/3$	$(a_2-1)/3$	$(a_3-1)/3$
6	Z_{11}	Z_{22}	Z_{33}	1	0	$-a_3$	$(2+a_1)/3$	$(a_2-1)/3$	$-(1+2a_3)/3$
7	Z_{11}	Z_{23}	Z_{31}	1	$-a_2$	1	$(2+a_1)/3$	$-(1+2a_2)/3$	$(2+a_3)/3$
8	Z_{11}	Z_{23}	Z_{32}	1	$-a_2$	0	$(2+a_1)/3$	$-(1+2a_2)/3$	$(a_3-1)/3$
9	Z_{11}	Z_{23}	Z_{33}	1	$-a_2$	$-a_3$	$(2+a_1)/3$	$-(1+2a_2)/3$	$-(1+2a_3)/3$
10	Z_{12}	Z_{21}	Z_{31}	0	1	1	$(a_1-1)/3$	$(2+a_2)/3$	$(2+a_3)/3$
11	Z_{12}	Z_{21}	Z_{32}	0	1	0	$(a_1-1)/3$	$(2+a_2)/3$	$(a_3-1)/3$
12	Z_{12}	Z_{21}	Z_{33}	0	1	$-a_3$	$(a_1-1)/3$	$(2+a_2)/3$	$-(1+2a_3)/3$
13	Z_{12}	Z_{22}	Z_{31}	0	0	1	$(a_1-1)/3$	$(a_2-1)/3$	$(2+a_3)/3$
14	Z_{12}	Z_{22}	Z_{32}	0	0	0	$(a_1-1)/3$	$(a_2-1)/3$	$(a_3-1)/3$
15	Z_{12}	Z_{22}	Z_{33}	0	0	$-a_3$	$(a_1-1)/3$	$(a_2-1)/3$	$-(1+2a_3)/3$
16	Z_{12}	Z_{23}	Z_{31}	0	$-a_2$	1	$(a_1-1)/3$	$-(1+2a_2)/3$	$(2+a_3)/3$
17	Z_{12}	Z_{23}	Z_{32}	0	$-a_2$	0	$(a_1-1)/3$	$-(1+2a_2)/3$	$(a_3-1)/3$
18	Z_{12}	Z_{23}	Z_{33}	0	$-a_2$	$-a_3$	$(a_1-1)/3$	$-(1+2a_2)/3$	$-(1+2a_3)/3$
19	Z_{13}	Z_{21}	Z_{31}	$-a_1$	1	1	$-(1+2a_1)/3$	$(2+a_2)/3$	$(2+a_3)/3$
20	Z_{13}	Z_{21}	Z_{32}	$-a_1$	1	0	$-(1+2a_1)/3$	$(2+a_2)/3$	$(a_3-1)/3$
21	Z_{13}	Z_{21}	Z_{33}	$-a_1$	1	$-a_3$	$-(1+2a_1)/3$	$(2+a_2)/3$	$-(1+2a_3)/3$
22	Z_{13}	Z_{22}	Z_{31}	$-a_1$	0	1	$-(1+2a_1)/3$	$(a_2-1)/3$	$(2+a_3)/3$
23	Z_{13}	Z_{22}	Z_{32}	$-a_1$	0	0	$-(1+2a_1)/3$	$(a_2-1)/3$	$(a_3-1)/3$
24	Z_{13}	Z_{22}	Z_{33}	$-a_1$	0	$-a_3$	$-(1+2a_1)/3$	$(a_2-1)/3$	$-(1+2a_3)/3$
25	Z_{13}	Z_{23}	Z_{31}	$-a_1$	$-a_2$	1	$-(1+2a_1)/3$	$-(1+2a_2)/3$	$(2+a_3)/3$
26	Z_{13}	Z_{23}	Z_{32}	$-a_1$	$-a_2$	0	$-(1+2a_1)/3$	$-(1+2a_2)/3$	$(a_3-1)/3$
27	Z_{13}	Z_{23}	Z_{33}	$-a_1$	$-a_2$	$-a_3$	$-(1+2a_1)/3$	$-(1+2a_2)/3$	$-(1+2a_3)/3$

$$\begin{cases} 9b_0\sum_{k=1}^{3} z_{2k}+3b_1\sum_{k=1}^{3} z_{2k}\sum_{k=1}^{3} z_{1k}+9b_2\sum_{k=1}^{3} z_{2k}^2+ \\ +3b_3\sum_{k=1}^{3} z_{2k}\sum_{k=1}^{3} z_{3k}=\sum_{k=1}^{27} z_2^k y_k \\ 9b_0\sum_{k=1}^{3} z_{3k}+3b_1\sum_{k=1}^{3} z_{3k}\sum_{k=1}^{3} z_{1k}+ \\ +3b_2\sum_{k=1}^{3} z_{3k}\sum_{k=1}^{3} z_{2k}+9b_3\sum_{k=1}^{3} z_{3k}^2=\sum_{k=1}^{27} z_3^k y_k \end{cases} \quad (2)$$

În etapa a doua, punem $x_i=\dfrac{z_i-z_{i2}}{z_{i1}-z_{i2}}$, $1\leqslant i\leqslant 3$, adică $x_{ij}=\dfrac{z_{ij}-z_{i2}}{z_{i1}-z_{i2}}$, $1\leqslant i\leqslant 3$, $1\leqslant j\leqslant 3$. Obținem

$x_{i1}=1$, $x_{i2}=0$, $x_{i3}=\dfrac{z_{i3}-z_{i2}}{z_{i1}-z_{i2}}\overset{\text{not.}}{=}-a_i$, $1\leqslant i\leqslant 3$.

Funcția obiectiv $y=b_0+b_1z_1+b_2z_2+b_3z_3$ devine $y=B_0+B_1x_1+B_2x_2+B_3x_3$, unde :

$$\begin{cases} B_0=b_0+b_1z_{12}+b_2z_{22}+b_3z_{32} \\ B_i=b_i\cdot\Delta z_i;\ \Delta z_i=z_{i1}-z_{i2},\ 1\leqslant i\leqslant 3 \end{cases} \quad (3)$$

Necunoscutele B_0, B_1, B_2, B_3 rezultă din (2), unde b_i se exprimă din (3) ca funcții de B_0, B_1, B_2, B_3, $0\leqslant i\leqslant 3$. Se poate arăta că acest sistem este echivalent cu sistemul obținut din (1) în care b_i se înlocuiesc cu B_i, $0\leqslant i\leqslant 3$, $g_{0k}=g_0(x^k)=1$, $g_{ik}=g_i(x^k)=x_i^k$, unde $x^k=(x_1^k,\ x_2^k,\ x_3^k)$, $1\leqslant i\leqslant 3$, $1\leqslant k\leqslant 27$ (tab. 1).

Obținem astfel sistemul :

$$\begin{cases} 27B_0+9B_1(1-a_1)+9B_2(1-a_2)+ \\ +9B_3(1-a_3)=\sum_{k=1}^{27} y_k \\ 9B_0(1-a_1)+9B_1(1+a_1^2)+3B_2(1-a_1)(1- \\ -a_2)+3B_3(1-a_1)(1-a_3)=\sum_{k=1}^{27} x_1^k y_k \\ 9B_0\cdot(1-a_2)+3B_1(1-a_2)(1-a_1)+9B_2(1+ \\ +a_2^2)+3B_3(1-a_2)(1-a_3)=\sum_{k=1}^{27} x_2^k y_k \\ 9B_0(1-a_3)+3B_1(1-a_3)(1-a_1)+3B_2(1- \\ -a_3)(1-a_2)+9B_3(1+a_3^2)=\sum_{k=1}^{27} x_3^k y_k \end{cases} \quad (4)$$

Dacă $a_1=a_2a_3=1$, atunci soluțiile sistemului (4) rezultă imediat. Egalitățile $a_1=a_2=a_3=1$ au loc dacă experimentul este „programat", astfel încît $z_{i1}-z_{i2}=z_{i2}-z_{i3}$, $1\leqslant i\leqslant 3$, adică nivelele z_{i1} și z_{i3} sînt „simetrice" față de z_{i2}, $1\leqslant i\leqslant 3$. Este situația care se întîlnește în [1, pag. 317—322], realizîndu-se astfel un „experiment factorial complet 3^k". Dacă cel puțin unul din numerele a_1, a_2, a_3 este diferit de 1, atunci vom realiza o transformare a sistemului (4) într-un sistem echivalent, din care necunoscutele să rezulte la fel de simplu ca din (4) în situația $a_1=a_2=a_3=1$. Acesta este, de fapt, conținutul etapei a treia a rezolvării sistemului (1).

Punem $X_i=\frac{1}{3}(a_i-1)+x_i$, adică $x_i=\frac{1}{3}(1-a_i)+X_i$, $1\leqslant i\leqslant 3$. Astfel funcția obiectiv $y=B_0+B_1x_1+B_2x_2+B_3x_3$ din etapa a doua devine $y=B_0'+B_1'X_1+B_2'X_2+B_3'X_3$, unde :

$$\begin{cases} B_0'=B_0+\frac{1}{3}(1-a_1)B_1+\frac{1}{3}(1-a_2)B_2+ \\ +\frac{1}{3}(1-a_3)B_3, \\ B_i'=B_i,\ 1\leqslant i\leqslant 3. \end{cases} \quad (5)$$

Atașăm problemei în variabilele X_i, $1\leqslant i\leqslant 3$, sistemul (1) în care $g_{0k}=1$, $g_{ik}=g_i(X^k)=X_i^k$, unde $X^k=(X_1^k, X_2^k, X_3^k)$, $1\leqslant i\leqslant 3$, $1\leqslant k\leqslant 27$, sînt date în tabelul 1.

$$\begin{cases} 27B_0'=\sum_{k=1}^{27} y_k \\ 6B_1'(a_1^2+a_1+1)=\sum_{k=1}^{27} X_1^k y_k \\ 6B_2'(a_2^2+a_2+1)=\sum_{k=1}^{27} X_2^k y_k \\ 6B_3'(a_3^2+a_3+1)=\sum_{k=1}^{27} X_3^k y_k \end{cases} \Longleftrightarrow$$

$$\Longleftrightarrow \begin{cases} 27B_0'=\sum_{k=1}^{27} y_k \\ B_1'\sum_{k=1}^{27}(X_1^k)^2=\sum_{k=1}^{27} X_1^k y_k \\ B_2'\sum_{k=1}^{27}(X_2^k)^2=\sum_{k=1}^{27} X_2^k y_k \\ B_3'\sum_{k=1}^{27}(X_3^k)^2=\sum_{k=1}^{27} X_3^k y_k \end{cases} \quad (6)$$

Se arată că sistemul (6) este echivalent cu sistemul obținut din (4) prin intermediul formulelor (5). Din acest sistem, necunoscutele B_0', B_1', B_2', B_3' rezultă imediat ; prin intermediul formulelor (3) și (5) rezultă apoi b_0, b_1, b_2, b_3.

2. Din expunerea prezentată în prima parte, reies etapele și relațiile determinării funcției obiectiv. În programul realizat, s-a procedat la o testare statistică a coeficienților și la o testare statistică a modelului. Astfel, la nivelul de bază (z_{12}, z_{22}, z_{32}) se efectuează n măsurări $\bar{y}_1$, $\bar{y}_2, \ldots, \bar{y}_n$, în vederea determinării dispersiei experimentului (s_0^2). Determinarea funcției obiectiv decurge astfel (se ia, în cazul concret, $m=3$, $n=3$, $N=27$) :

— se calculează dispersia reproductibilității experimentului

$$s_0^2=\frac{1}{n-1}\sum_{j=1}^{n}(\bar{y}_j-\bar{y})^2, \text{ unde } \bar{y}=$$

$$=\frac{1}{n}(\bar{y}_1+\ldots+\bar{y}_n);$$

— se calculează coeficienții inițiali b_i, $0\leqslant 1\leqslant m$ (coeficienții B_i', $0\leqslant i\ m$, din sistemul (6) prin formulele :

$$b_0=\frac{1}{N}\sum_{k=1}^{N} y_k,\ b_i=\frac{\sum_{k=1}^{N} X_i^k y_k}{\sum_{k=1}^{N}(X_1^k)^2},\ 1\leqslant i\leqslant m,$$

— se calculează dispersia coeficienților b_i, $0 \leqslant i \leqslant m$, anume :

$$s^2_{b_i} = \frac{s_0^2}{\sum_{k=1}^{N} (X_1^k)^2}, \quad 1 \leqslant i \leqslant m, \quad s^2_{b_0} = \frac{s_0^2}{N},$$

și se calculează intervalul de încredere pentru coeficienți, anume $|\Delta b_i| = t_{0,05;\, N} \cdot s_{b_i}$, $0 \leqslant i \leqslant m$, unde $t_{\alpha, N}$ este criteriul Student avînd pragul de semificație α și N grade de libertate ;

— se efectuează testarea statistică a coeficienților. Dacă $|b_i| \geqslant \Delta b_i$, atunci, din punct de vedere statistic, $b_i \neq 0$, în caz contrar se ia $b_i = 0$. Fie S numărul coeficienților b_0, $b_1 \ldots b_m$ nenuli și fie $\nu = N - S$;

— punem $\tilde{y}(X_1, \ldots, X_m) = b_0 + b_1 X_1 + \ldots + b_m X_m$ și $\tilde{y}_k = \tilde{y}(X_1^k, X_2^k, \ldots, X_m^k)$, $1 \leqslant k \leqslant N$.

Se calculează dispersia provenită din modelul calculat, anume

$$s^2_{conc} = \frac{1}{\nu} \sum_{k=1}^{N} (\tilde{y}_k - y_k)^2 ;$$

— se calculează coeficienții b_i ai modelului propus, $y = b_0 + b_1 z_1 + \ldots + b_m z_m$, cu formulele

$$\begin{cases} b_0 := b_0 + \dfrac{1}{3} \sum_{i=1}^{m} b_i (a_i - 1) - \sum_{i=1}^{m} \dfrac{z_{i2}}{z_{i1} - z_{i2}} b_i, \\ b_i := \dfrac{b_i}{z_{i1} - z_{i2}}, \quad 1 \leqslant i \leqslant m ; \end{cases} \tag{7}$$

— se verifică, prin intermediul criteriului Fischer, ipoteza privind concordanța modelului. Anume, modelul liniar se consideră satisfăcător (se admite, cu probabilitatea 0,95 că descrie adecvat datele experimentale), dacă $F_c \leqslant F_{0,05}$; ν, $n - 1$, unde $F_c = \dfrac{s^2_{conc}}{s_0^2}$, iar F_{α, ν, ν_2} este criteriul Fischer cu pragul de semnificație α și gradele de libertate ν_1, ν_2. Schema logică corespunzătoare modelului este dată în figura 1. Prin metoda expusă mai sus, se studiază dependența unor calități ale stratului nitrurat, față de duritatea inițială HV 5 (variabila z_1), temperatura de nitrurare (grade Celsius, variabila z_2), durata de menținere (în ani, variabila z_3). Aceste calități ale stratului nitrurat sînt : duritatea HV 5 (funcția y_1), grosimea stratului nitrurat DN (μm, funcția y_2), rezistența la uzare UZ (min, funcția y_3) și fragilitatea FG (grade, funcția y_4). Rezultatele măsurărilor sînt date în tabelul 2.

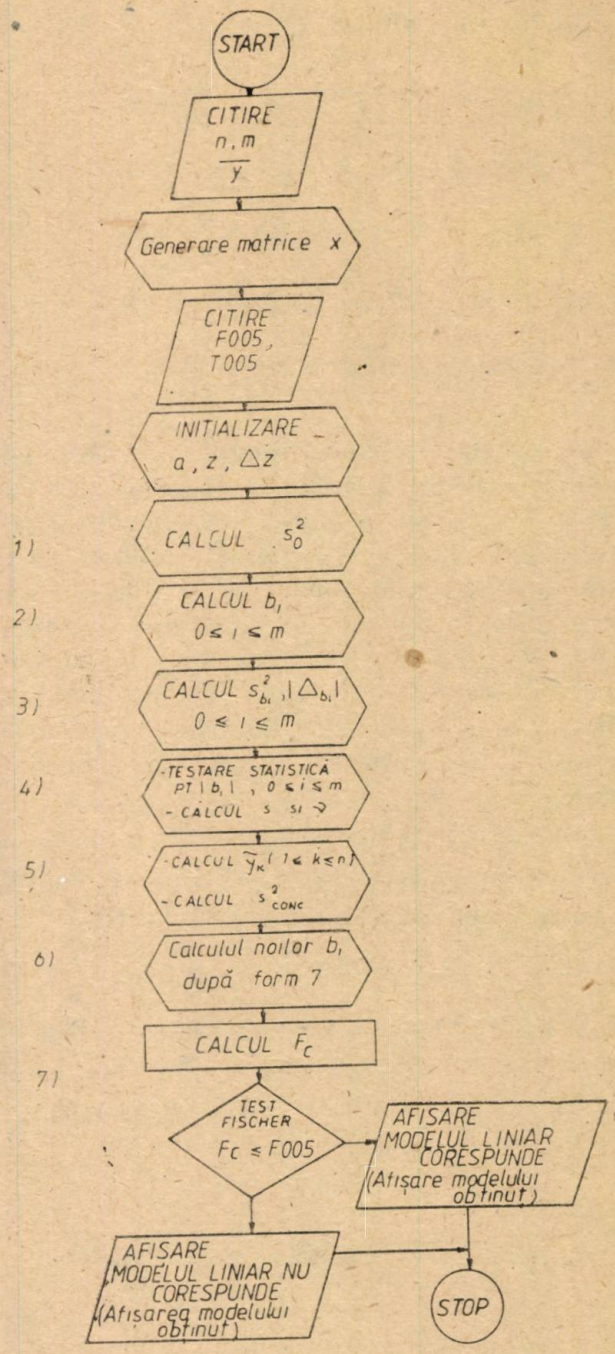


Fig. 1 Schema logică corespunzătoare modelului liniar.

Vom prezenta detaliat rezolvarea problemei în cazul funcției y_2. La nivelul de bază (z_{12}, z_{22}, z_{32}) corespunzător probei cu nr. 14, s-au efectuat $n = 3$ măsurări, obținîndu-se $\bar{y}_1 = 17,5$, $\bar{y}_2 = 22,5$, $\bar{y}_3 = 27,5$.

Rezultatele măsurărilor

Tabelul 2

Nr. probă [K]	Z_1	Z_2	Z_3	Y_1	Y_2	Y_3	Y_4
	z_1^k	z_2^k	z_3^k	y_{1k}	y_{2k}	y_{3k}	y_{4k}
1	420	500	15	1283	110	0,33	27,36
2	420	500	10	986	102	0,50	12,95
3	420	500	5	927	51,6	0,66	21,60
4	420	450	15	566	28,8	0,66	23,04
5	420	450	10	509	55,5	0,52	30,24
6	420	450	5	376	42,3	16,00	26,20
7	420	400	15	441	13,3	2,00	33,12
8	420	400	10	540	48,3	20,00	29,52
9	420	400	5	376	2,7	19,00	36,00
10	215	500	15	986	88,2	7,00	50,40
11	215	500	10	1449	48,9	4,00	28,80
12	215	500	5	1027	60	2,50	86,40
13	215	450	15	1027	40,8	3,00	28,80
14	215	450	10	739	22,5	3,00	15,84
15	215	450	5	766	10,8	3,50	111,60
16	215	400	15	644	6,3	4,50	21,60
17	215	400	10	549	89,9	1,00	36,00
18	215	400	5	549	16,5	1,00	25,20
19	164	500	15	781	126	30,00	28,08
20	164	500	10	549	122	0,25	14,40
21	164	500	5	640	76,2	19,00	27,36
22	164	450	15	532	85,2	0,50	21,68
23	164	450	10	226	59,7	0,50	25,20
24	164	450	5	244	37,2	4,00	61,20
25	164	400	15	558	33	3,00	28,80
26	164	400	10	310	33,9	55,00	20,16
27	164	400	5	268	18,4	1,00	20,88

Astfel, $\bar{y}=22,5$ și $s_0^2=25$. Întrucît $a_1=+\frac{51}{205}$, $a_2=a_3=1$, coeficienții inițiali b_i sînt: $b_0=51,11$, $b_1=-4,86$, $b_2=31,81$, $b_3=11,99$. Apoi, $\Delta b_0=1,94$, $\Delta b_1=3,66$, $\Delta b_2=2,42$, $\Delta b_3=2,42$. Se constată că $|b_i|\geqslant\Delta b_i$, $0\leqslant i\leqslant 3$, așadar $S=0$ și $N=\nu=27$. Atunci coeficienții b_i ai modelului propus, calculați cu formulele (7) sînt: $b_0=-252,86$; $b_1=-0,02$; $b_2=0,64$; $b_3=2,40$. În sfîrșit $F_c=18,62$ și $F_{0,05;\,\nu;\,n-1}=F_{0,05;\,27;\,2}=19,46$. Astfel, $F_c\leqslant F_{0,05;\,n-1}$ și conform criteriului Fischer, modelul liniar $y_2=-252.86-0,02\,z_1+0,64\,z_2+2,40\,z_3$ descrie adecvat datele experimentale.

Pentru funcțiile y_1, y_3 și y_4 avem:

— $y_1=1802.95+0,32\,z_1+4,88\,z_2+18,28\,z_3$ (modelul liniar nu reprezintă adecvat datele experimentale);

— $y_3=31,81-0,01\,z-0,05\,z_2+0,00\,z_3$ (modelul liniar nu reprezintă adecvat datele experimentale);

— $y_4=49,97-0,00\,z+0,00\,z_2-1,70\,z_3$ (modelul liniar descrie adecvat datele experimentale).

BIBLIOGRAFIE

[1] *Taloi, D., Florian, E., Bratu, C., Berceanu, E.*: Optimizarea proceselor metalurgice, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1983.

[2] *Mihoc, Gh., Muja, A., Diatcu, E.*: Bazele matematice ale teoriei fiabilității, Editura Dacia, Cluj-Napoca, 1976.

[3] *Mihoc, Gh., Micu, N.*: Teoria probabilităților și statistică matematică, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1980.

[4] *Rumșiski, L.Z.*: Prelucrarea matematică a datelor experimentale. Îndrumar. Editura Tehnică, București 1974 (traducere din limba rusă).

[5] *Vermeșan, G., Kovacs, St., Iancu, D., Croitoru, P.*: Cercetări privind nitrurarea oțelurilor inoxidabile. A VIII-a Consfătuire pe teme de tratamente termice, Tg. Mureș, 19—20 aprilie 1984.

CZ : 669.1.002.5

Strategii în alocarea sculelor așchietoare din cadrul sistemelor flexibile de producție

Ing. Adrian **TOTU** — I.C.S.I.T. – T.C.I. București

Privită din exterior, funcționarea unui Sistem Flexibil de Producție (SFP) stîrnește pentru observatorul neavizat, inevitabil, o serie de întrebări dintre care poate cea mai importantă s-ar referi la „inteligența" de care dispune un asemenea sistem, la posibilitățile acestuia de a funcționa în condiții deosebite. Dar ce putem înțelege prin „inteligență" unui SFP atîta vreme cît acesta nu reprezintă practic decît o înlănțuire de mașini-unelte cu comandă numerică deservite de un sistem de alimentare cu semifabricate și scule așchietoare? Răspunsul se poate afla însă cu ușurință dacă se va analiza cu atenție scopul pentru care se proiectează și se execută asemenea sisteme.

Scopul unui SFP este de a prelucra eficient mai multe tipuri de piese diferite, în loturi medii, mici și chiar unicat. Pentru prelucrarea mai multor piese diferite în loturi mici (chiar și în producție individuală), tipul piesei modificîn-

du-se frecvent, este necesară o mare flexibilitate a sistemului de prelucrare. Analiza raportului dintre flexibilitate și productivitate poziționează SFP între celula fiexibilă și sistemele dedicate (fig. 1, a) însă prin coordonarea în mod optim a prelucrărilor din cadrul unui sistem flexibil se urmărete, în momentul de față, extinderea sferei de influență a acestora atît în sensul măririi flexibilității dar și al productivității (fig. 1, b).

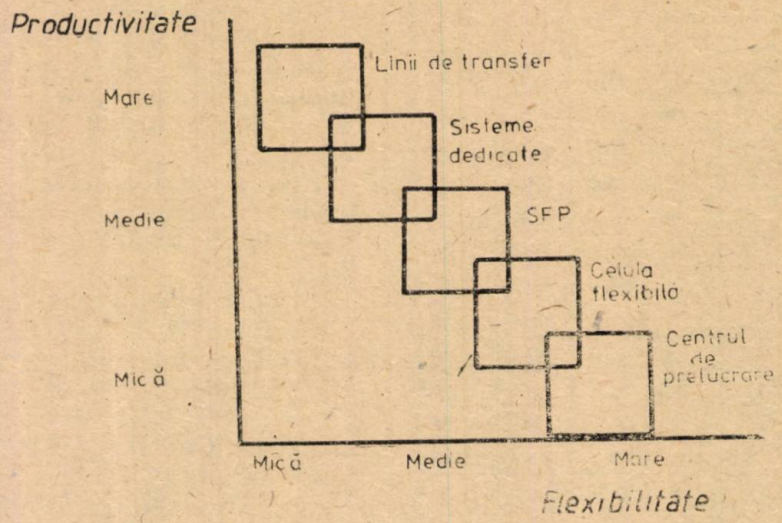


Fig. 1 *a*

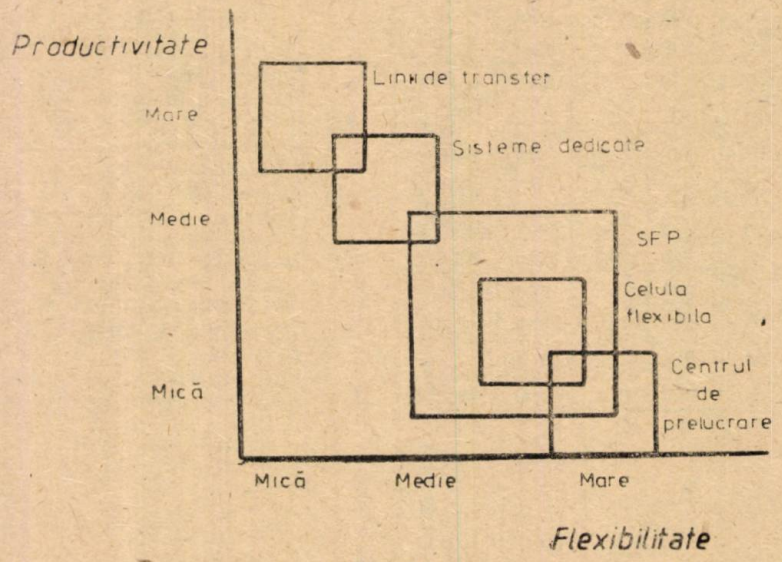


Fig. 1 *b*

Pentru a evita apariția timpilor de așteptare, inacceptabili pentru asemenea sisteme scumpe, problema principală este aici de a avea semifabricatele, sculele așchietoare și dispozitivele auxiliare potrivite, în locul potrivit la timpul potrivit („just in time at the right place"), astfel încît volumul producției să fie cît mai mare iar cheltuielile să fie minime.

Multitudinea, diversitatea și complexitatea problemelor de conducere a sistemelor flexibile impun ca rezolvarea lor să se facă prin configurații flexibile de software.

Procesul de prelucrare al unei piese în cadrul SFP presupune prezența simultană a două categorii de elemente (fig. 2) :

— elemente cu caracter „fix" — reprezentate prin mașinile unelte, sistemele de transport, sisteme electronice de calcul și automatizare, mașinile și dispozitivele mecanice auxiliare (posturi de încărcare-descărcare, mașini de spălat mașini de controlat etc.) ;

— elemente cu caracter „variabil" — reprezentate prin piesele ce urmează a fi prelucrate, prin tipul acestora, ceea ce va determina cu necesitate existența unui :

— anumit set de scule așchietoare,

— anumitor dispozitive,

— anumitor programe NC.

Prin natura lor, sistemele flexibile de producție prezintă o serie de probleme specifice, a căror rezolvare corectă constituie succesul funcționării acestora în condiții de productivitate și flexibilitate. Una dintre aceste probleme o reprezintă strategia alocării sculelor așchietoare.

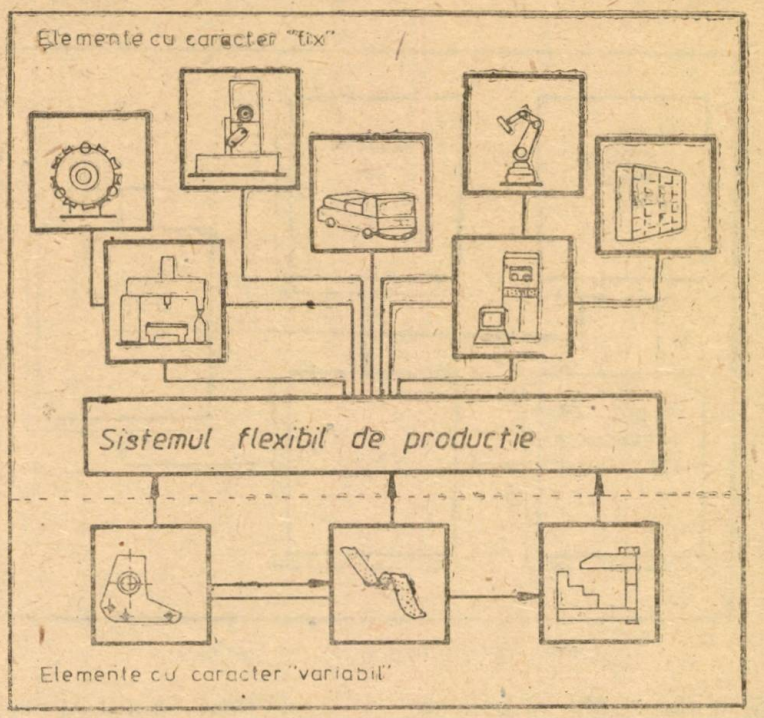


Fig. 2

Alocarea sculelor așchietoare

Așă după cum se poate observa în figura 3, planificarea producției determină distribuirea operațiilor pe mașinile-unelte ce compun sistemul, realizarea acestora fiind posibilă numai prin participarea sculelor așchietoare. „Dialogul" arborelui principal al mașinii unelte cu magazinul de scule, precum și „dialogul" magazinului de scule cu magazia de scule așchietoare din SFP constituie evenimente bine planificate avînd la bază o srtategie riguros stabilită anterior.

Traseul unei scule așchietoare utilizate în SFP este redat în figura 4. Se poate observa că odată ieșită din sistem, scula așchietoare urmează parcurgerea unui traseu de ascuțire, prere-

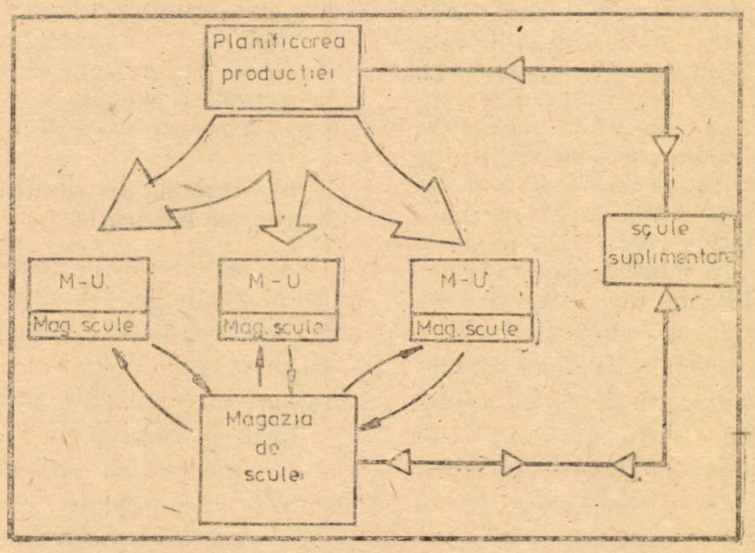


Fig. 3

glare și depozitare urmînd ca în felul acesta să fie din nou disponibilă pentru prelucrare.

În literatura de specialitate [1, 2], sînt prezentate următoarele strategii în alocarea sculelor așchietoare din cadrul SFP :

Un exemplu tipic în acest sens este prezentat în figura 5, în care este prezentată o linie flexibilă pentru prelucrarea pieselor de tip prismatic, linie compusă din : celule flexibile cu magazin de capete multiax (M 22, M 34),

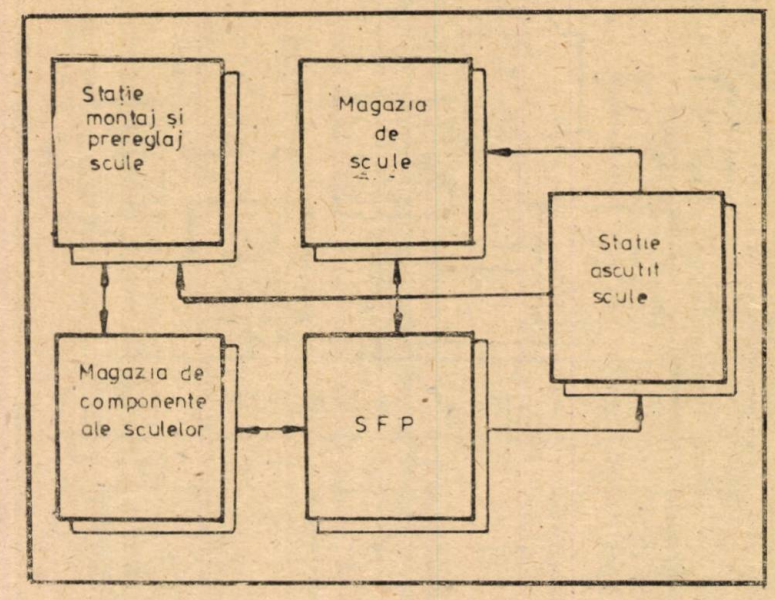


Fig. 4 Circuitul sculelor așchietoare.

a) — strategia schimbului în bloc al sculelor așchietoare ;

b) strategia distribuirii sculelor așchietoare pe intervale de timp de fabricație ;

c) strategia transferului sculelor așchietoare pentru noul tip de piesă ;

d) strategia sculelor așchietoare rezidente ;

e) strategia sculelor așchietoare rezidente în bloc.

a) Strategia schimbului în bloc al sculelor așchietoare

Această strategie presupune furnizarea unui set complet de scule așchietoare, pentru fiecare tip diferit de piesă, și distribuirea acestuia pe mașinile unelte ce compun sistemul ori de cîte ori piesa respectivă este lansată în fabricație. Schimbul în bloc al sculelor așchietoare nu ține cont de sculele comune prelucrării a două tipuri diferite de piese, existînd astfel un volum mare de scule la o varietate mică de piese. În acest fel problema evidenței și administrării sculelor așchietoare este simplificată, însă este necesară manipularea unui volum mare de scule în SFP.

Timpul mare de transfer al sculelor așchietoare, la apariția unui nou tip de piesă, determină ca această strategie să fie utilă în cazul în care prelucrarea se face pe loturi îndeajuns de mari, astfel încît SFP să funcționeze cîteva schimburi (chiar și săptămîni) în aceeași configurație.

celule flexibile atît cu magazin de capete multiax dar și cu magazin pentru monoscule (M 11, M 11 b, M 21, N 31, M 32, M 33), posturi de încărcare-descărcare (P 101—P 303), mașini de controlat (M 23, M 36), mașina de spălat (M 35) și două robocare. Această linie flexibilă este proiectată să prelucreze mai multe tipuri de piese în loturi medii, însă în condițiile lansării unui singur tip de piesă în fabricație pe un interval de timp. Astfel, în momentul terminării prelucrării unui tip de piesă, linia se va opri iar magazinul celulelor flexibile ce o compun vor fi încărcate cu sculele așchietoare corespunzătoare noului tip de piesă.

Deși oferă o flexibilitate minimă această strategie este utilă în cazul sistemelor flexibile proiectate să execute un număr mare de piese într-o varietate mică de tipuri.

b) Strategia distribuirii sculelor pe intervale de timp de fabricație

Această strategie reprezintă o îmbunătățire a „strategiei schimbului în bloc al sculelor așchietoare" reducînd numărul acestora prin folosirea acelorași scule în cazul prelucrărilor similare ale unor piese diferite.

În acest caz, sculele așchietoare comune sînt supuse unei ordonanțări prestabilite pe centrele de prelucrare, operațiile ce se execută cu acestea neputînd fi executate decît pe mașinile unelte ce conțin aceste scule. Alocarea scu-

lelor aşchietoare comune pe anumite maşini-unelte va determina ca piesele să fie dirijate în anumite momente, date de tehnologia de execuţie a acestora, spre aceste maşini, existînd astfel posibilitatea apariţiei unor locuri înguste în cadrul sistemului flexibil ca urmare a solicitărilor excesive pentru anumite maşini.

astfel dimensionate din punct de vedere al vitezelor de lucru încît să poată satisface cerinţele maşinilor ce le deservesc, ceea ce nu întotdeauna este un lucru uşor de realizat.

Această strategie deşi oferă o flexibilitate mai mare ca precedentele, necesită mai multă atenţie în alegerea sistemelor pentru transferul

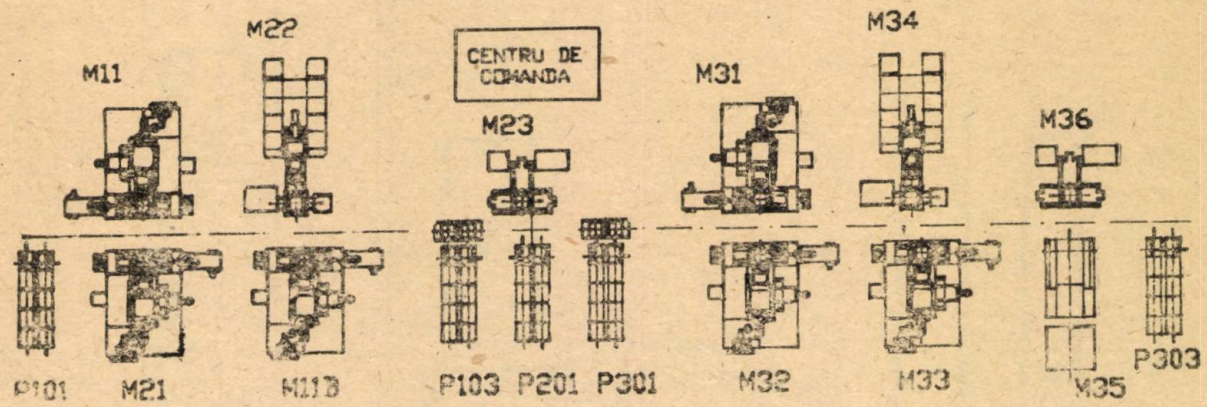


Fig. 5 Linie flexibilă pentru prelucrarea pieselor de tip prismatic.

Această strategie presupune existenţa, în momentul lansării funcţionării SFP, a tuturor sculelor aşchietoare în magazia de scule a sistemului, urmînd ca distribuirea lor să se facă în mod unic pentru fiecare interval de timp în parte, pentru o anumită cerinţă de fabricaţie. Intervalul de timp este ales pe baza cererilor de fabricaţie şi pe baza durabilităţilor sculelor aşchietoare.

Avînd o flexibilitate mai ridicată ca precedenta strategie, aceasta necesită însă programe de conducere mai complicate fiind indicată pentru prelucrarea pieselor din aceeaşi familie avînd scule aşchietoare comune cît mai multe.

c) Strategia transferului sculelor aşchietoare pentru noul tip de piesă

În cazul sistemelor flexibile ce au în compunerea lor manipulatori sau roboţi capabili să transfere sculele aşchietoare cu uşurinţă din magazia centrală în magazinele centrelor de prelucrare (fig. 6), se poate adopta această strategie pentru alocarea sculelor aşchetoare. În vederea unei circulaţii optime în sistem a sculelor, acestea, după sfîrşitul prelucrării, sînt dirijate în magazia de scule a sistemului, nu înainte însă de a se fi verificat utilitatea respectivei scule şi pentru piesele imediat următoare. Posibilitatea circulaţiei sculelor între magazie şi magazin determină necesitatea unor programe de conducere mai complicate ca la precedentele strategii, atît din punct de vedere al alocării sculelor, dar şi din punct de vedere al posibilităţii transferului sculelor în timpul prelucrării.

Mecanismele pentru transferul sculelor aşchietoare (manipulatori sau roboţi) vor trebui

sculelor aşchietoare, în condiţiile în care se doreşte ca şi încărcarea maşinilor-unelte să fie optimă.

d) Strategia sculelor aşchietoare rezidente

Cele trei strategii descrise anterior presupun programe de lansare a fabricaţiei bine determinate, succesiunea de intrare a pieselor în SFP fiind astfel anterior stabilită. În majoritatea cazurilor, însă, este necesară o reordonanţare a producţiei ca urmare a unor modificări survenite pe parcurs (avaria uneia sau mai multor maşini-unelte, lipsa semifabricatelor la momentul potrivit de timp, deteriorarea unui număr de scule aşchietoare etc.). În aceste cazuri sistemul flexibil va trebui astfel conceput încît perioada de adaptare la noua situaţie creată să fie cît mai redusă.

Construcţia unor centre de prelucrare avînd capacităţi mari ale magazinelor de scule a permis constructorilor de sisteme flexibile să adopte prezenta strategie pentru alocarea sculelor aşchietoare, ceea ce a permis înlăturarea unor neajunsuri, printre care şi o parte din cele enunţate mai sus, precum şi posibilitatea adoptării unei ordonanţări dinamice de lansare în fabricaţie a pieselor. Numărul sculelor nu este minimizat, dar prin păstrarea „rezidentă" a acestora în cadrul maşinilor este asigurată o mai mare flexibilitate a sistemului la situaţii neprevăzute.

Această strategie, deşi oferă o flexibilitate şi o productivitate ridicată sistemului, nu poate fi implementată decît la sistemele mari, formate din centre de prelucrare avînd capacităţi mari ale magazinelor de scule.

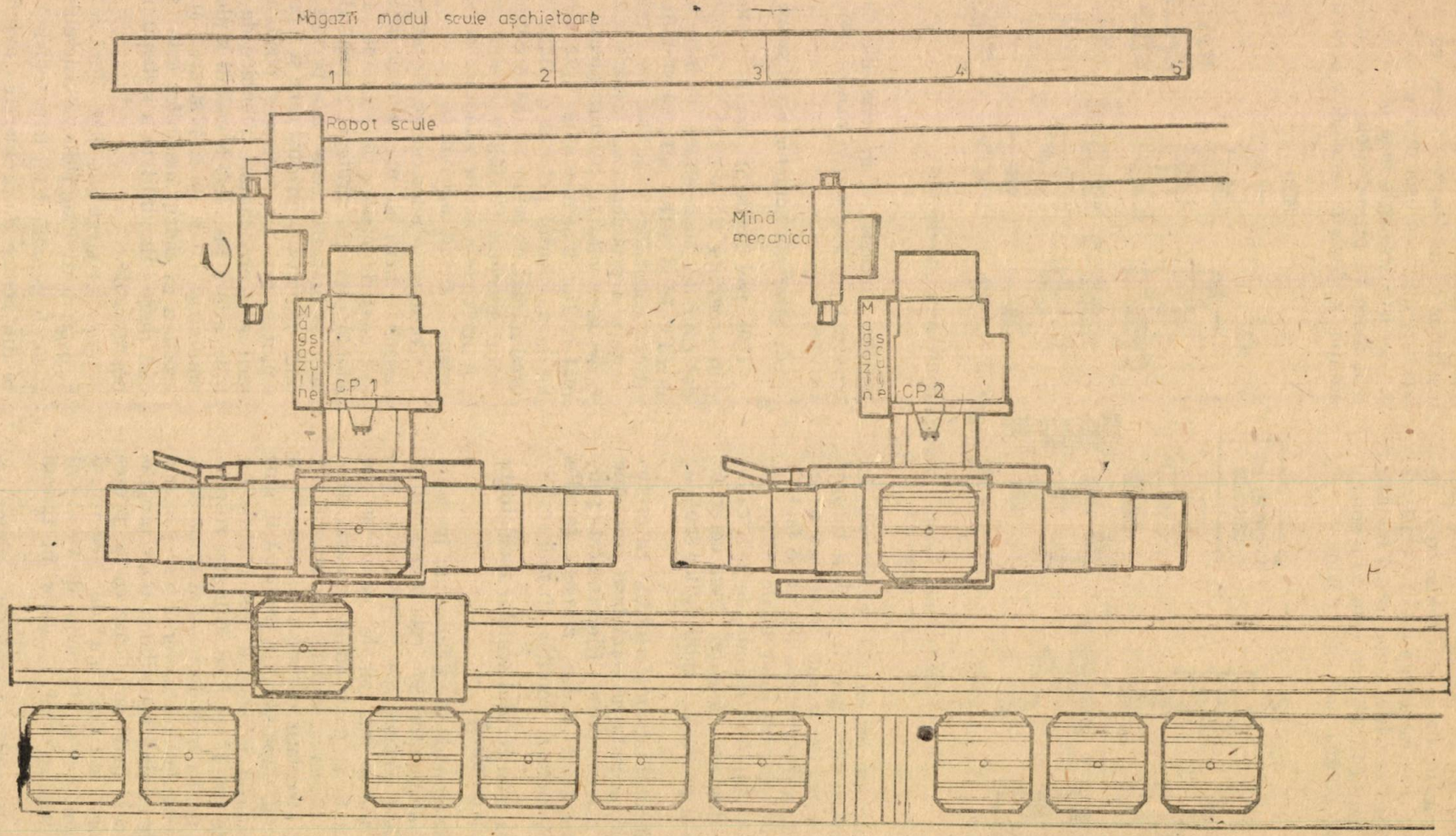


Fig. 6 Sistem flexibil de producţie.

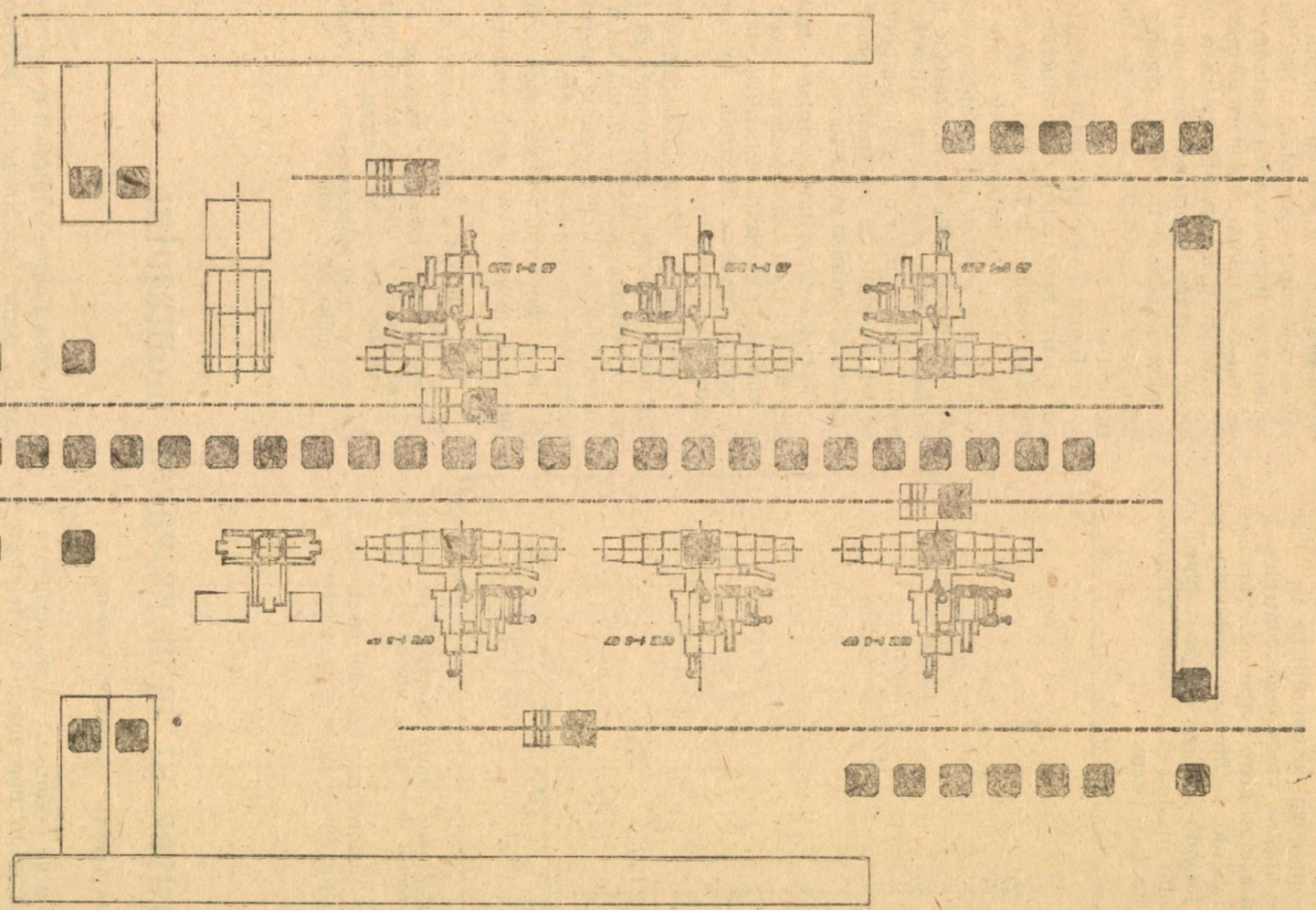


Fig. 7 Sistem flexibil de producție.

e) Strategia sculelor aşchietoare rezidente în bloc

Conform acestei strategii amplasarea maşinilor-unelte în cadrul sistemului se va face pe grupuri de maşini, magazinele centrelor de prelucrare din acelaşi grup avînd încărcări asemănătoare cu scule aşchietoare ordonanţarea prelucrărilor făcîndu-se prin dirijarea pieselor nu pe o anumită maşină ci în cadrul grupului din care aceasta face parte.

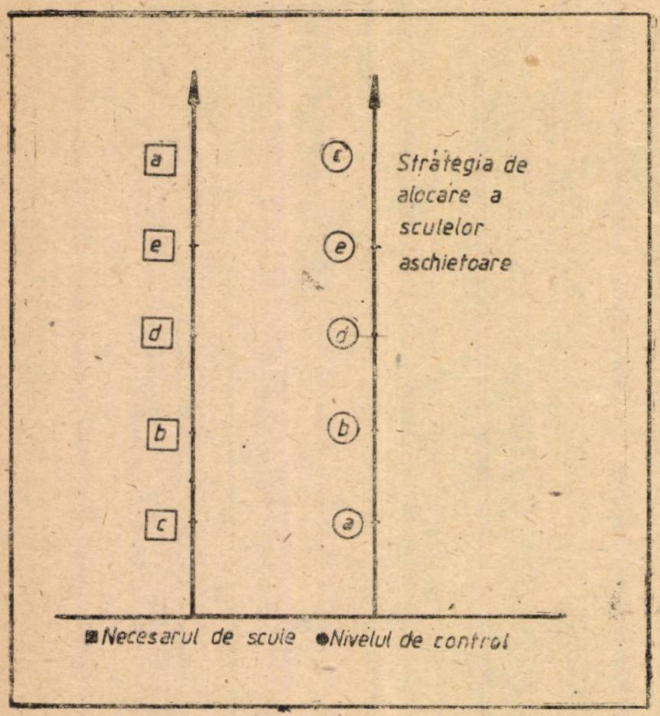


Fig. 8 Variţia raportului dintre strategiile de conducere, necesarul de scule şi nivelul de control.

În această concepţie sculele aşchietoare pentru toate tipurile de piese sînt rezidente în cadrul centrelor de prelucrare, sistemul fiind astfel încărcat cu un număr mare de scule inactive, schimbul de scule al sistemului reducîndu-se numai la cele cu durabilitate epuizată sau la cele rupte. Deşi oferă o flexibilitate mare în lansarea pieselor, aceste sisteme sînt scumpe ca urmare a numărului mare al maşinilor unelte, precum şi a capacităţilor mari ale magazinelor acestora, oportunitatea construirii unor asemenea sisteme trebuind riguros analizată prin prisma raportului dintre productivitate şi flexibilitate.

În figura 7 este prezentat un sistem flexibil format din şase centre de prelucrare cu ax orizontal, fiecare avînd cîte două magazine de scule cu capacitatea de cîte 60 scule aşchietoare. Pentru un asemenea sistem flexibil s-ar putea adopta ca strategie în alocarea sculelor aşchietoare una din utimele două strategii descrise anterior, opţiunea pentru una sau cealaltă bazîndu-se pe strategia adoptată pentru transferul sculelor aşchietoare.

Variaţia raportului dintre strategiile de alocare a sculelor şi necesarul de scule, precum şi variaţia raportului dintre acestea şi nivelul de control necesar fiecăreia se prezintă în figura 8.

În concluzie, strategia alocării sculelor aşchietoare determină într-o măsură importantă productivitatea şi flexibilitatea unui SFP, stabilirea acesteia fiind o funcţie intrinsecă a configuraţiei sistemului, a strategiei adoptate pentru transferul sculelor aşchietoare, a complexităţii pieselor ce vor fi prelucrate.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Rovito, V.P.* : Cincinnati Milacron — The Impact of Tooling in Flexibile Manufacturing Systems, IMTS-84 Technical Conference, sept 84.

[2] x x x : Tool Management in an FMS, American Machinist, May 1986.

CZ : 621.75

Structurarea şi modernizarea montajului

Dr. ing. Dragomir **TOPAL** — I.C.T.C.M. Bucureşti

Modalităţile de organizare şi modernizare a montajului depind în mare măsură de felul produselor care se montează, cît şi de volumul producţiei lor anuale.

Pentru produsele complexe sau simple dar de serie mică, modernizarea asamblării acestora nu poate lua forma unei automatizări, ca la produsele de serie mijlocie sau mare ; se impun noi forme pentru a asigura o productivitate sporită şi o flexibilitate adecvată care să poată satisface cerinţele pieţii mereu în schimbare.

Raţionalizarea şi implicit modernizarea montajului pentru produsele din această categorie impun o nouă soluţionare, concretizată prin structurarea şi organizarea producţiei în funcţie de necesităţi.

Analizîndu-se montajul unor astfel de produse, la întreprinderile cu acest specific, se constată următoarele :

a) pentru produsele mari şi complexe :

— posturile de montaj individuale sînt dispersate în hala de montaj, fără să fie asigurat un flux tehnologic optim ;

— premontajul și montajul final nu sînt clar delimitate ;

— suprafața de montaj nu este folosită rațional ;

— transferul pieselor și subansamblelor pentru alimentarea interoperațională determină consumarea unui timp apreciabil din timpul total al asamblării ;

b) pentru montajul în flux al produselor de serie mică, realizarea unei productivități ridicate și asigurarea unei flexibilități corespunzătoare se pot obține cu cheltuieli destul de mari, prin aplicarea metodelor organizatorice clasice.

În figura 1 au fost centralizate punctele slabe ale sistemelor de montaj existente pentru produsele complexe și de serie mică. Pe viitor,

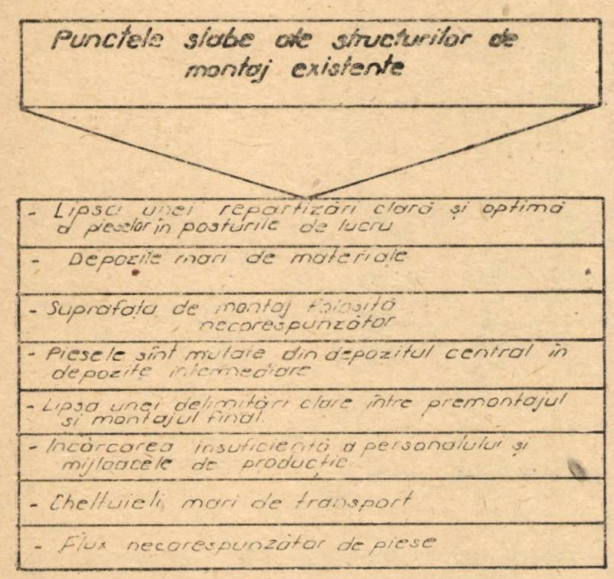


Fig. 1 Punctele slabe ale structurilor de montaj existente.

în fabricația, respectiv, montajul unor astfel de produse sînt necesare, din motivele arătate mai sus, noi soluții care să ofere montajului flexibilitate pentru diverse sarcini de montaj, într-un cadru dat și bine organizat, să asigure o productivitate mare și condiții pentru un proces de montaj stabil.

Soluțiile pentru realizarea acestui deziderat sînt :

a) tehnice :

— structurarea produsului ;

— divizarea și structurarea operațiilor de montaj și stabilirea fluxului tehnologic optim ;

— dotarea tehnică corespunzătoare a posturilor și liniei de montaj ;

— asigurarea transportului interoperațional cît și a legăturilor cu exteriorul montajului ;

b) organizatorice :

— delimitarea sarcinilor premontajului și montajului final ;

— folosirea rațională a personalului din domeniul montajului ;

— comanda montajului, stabilirea programului, stabilirea productivității zilnice etc. ;

— circulația reperelor (transportul pieselor, controlul disponibilității reperelor) ;

— controlul pieselor și subansamblelor ;

— controlul mijloacelor de producție ;

— coordonarea posturilor de lucru sau a atelierului de montaj.

Din întreaga gamă de soluționări, cele cu ponderea cea mai mare (deci cele mai importante) sînt : structurarea (sau restructurarea) produsului. De aceste două forme de modernizare a montajului ne vom ocupa în continuare.

În cazul **structurării** (sau restructurării) montajului, în mod obligatoriu, trebuie să se țină seama de toate componentele care definesc montajul. În acest sens, în figura 2 au fost prezentați factorii de influență asupra structurării montajului, care pot fi grupați în componente fixe și variabile.

Factorii dependenți de întreprindere (spectrul de produse, tipul comenzii, numărul de piese componente ale produsului proiectat) sînt stabili, în principal, prin scopurile globale care se urmăresc. Acești factori sînt detreminați în structurarea montajului și ei se modifică în decursul timpului, la intervale mari.

Variațiile de solicitări, mărimea lotului, schimbarea produsului, datorate cerințelor pieții, impun modificări la intervale scurte ale structurii montajului, care va trebui adaptată continuu la aceste cerințe, fără modificări esențiale la structura de bază.

Dar cea mai importantă condiție, pentru structurarea montajului, este structurarea produsului, în conformitate cu cerințele unui montaj modern.

Divizarea produsului pe repere și subansamble, cu structuri a căror asamblare să corespundă unui flux tehnologic modern, conține principalele informații și elemente de bază necesare pentru determinarea unei structurări optime a domeniului de montaj, corespunzător produsului analizat și din care sigur rezultă : fluxul orientat de piese, căile de transport cele mai scurte și optime, utilizarea eficientă a mijloacelor de producție și a forței de muncă. Se poate afirma că structurarea produsului se reflectă într-o anumită măsură în structurarea montajului.

În figura 3 sînt prezentate principalele faze ale structurării unui produs complex, ca premiză pentru structurarea montajului.

Din această figură rezultă că structurarea produsului, în conformitate cu cerințele moderne de asamblare, pe baza unei divizionări profunde, oferă posibilitatea formării de subansamble și ansamble într-un flux tehnologic pentru un produs complex. Această divizare facilitează, de asemenea, găsirea unor soluții adecvate în planurile individuale, precum și posibilitatea de :

— determinare a timpului necesar pentru montaj ;

— formare de subansamble care pot fi montate și verificate anterior.

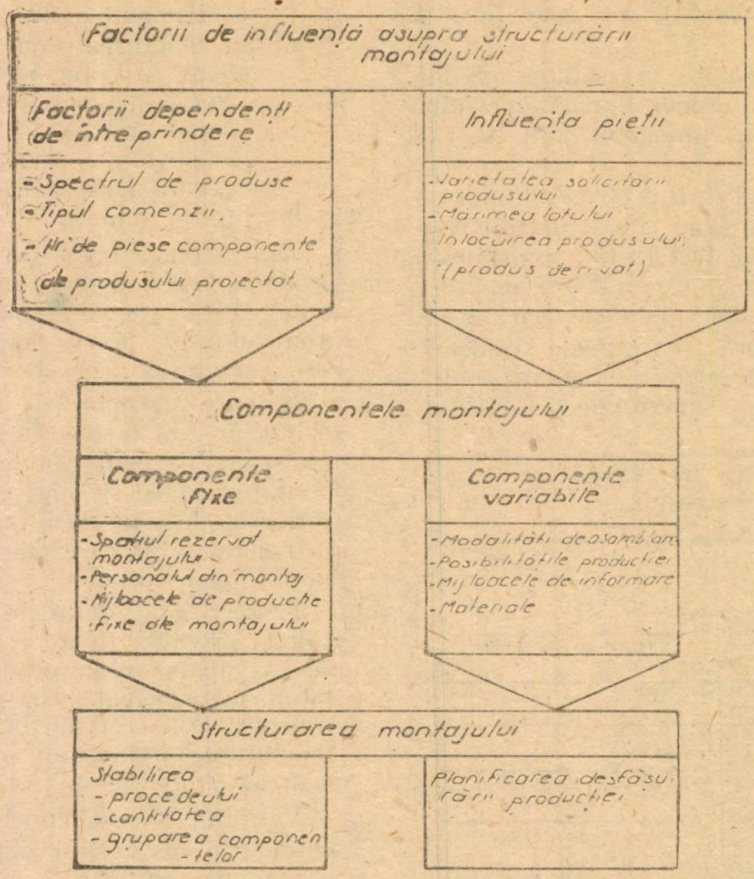


Fig. 2 Factorii de influență asupra structurii montajului.

Structurarea montajului, în vederea modernizării acestuia, trebuie să se desfășoare sistematic, avînd la bază o metodică de proiectare bine pusă la punct. În continuare vom reda principalele etape ale acestei metode.

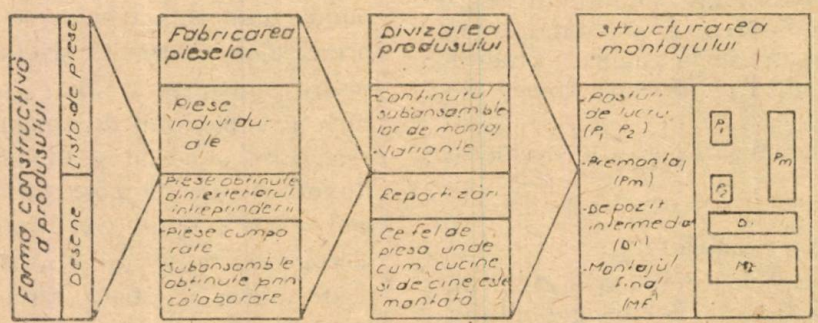


Fig. 3 Structurarea produsului ca premisă pentru structurarea montajului la un produs complex.

— tipizare ;

— reducere a variantelor ;

Cum este și normal, pentru început este necesar să se obțină informațiile necesare refe-

ritoare la felul produsului, volumul de producție anual, capacitatea de producție și personalul care lucrează în secția de montaj.

Următoarea etapă o constituie delimitarea precisă a premontajului de montajul final, după care se va trece la elaborarea conceptului de structurare pe diverse variante, optîndu-se pentru varianta care poate asigura tactul minim, transportul redus etc.

rile în depozitele de piese și produse finite, posibilitățile de transport etc.

În figura 4 s-a prezentat o metodologie pentru determinarea fluxului tehnologic, în funcție de sarcinile de montaj, pentru un produs de serie mică.

Avînd ca bază prescripțiile enunțate, în cadrul I.C.T.C.M. s-a analizat și s-a structurat o secție de montaj de la I.C.M.P. București, în

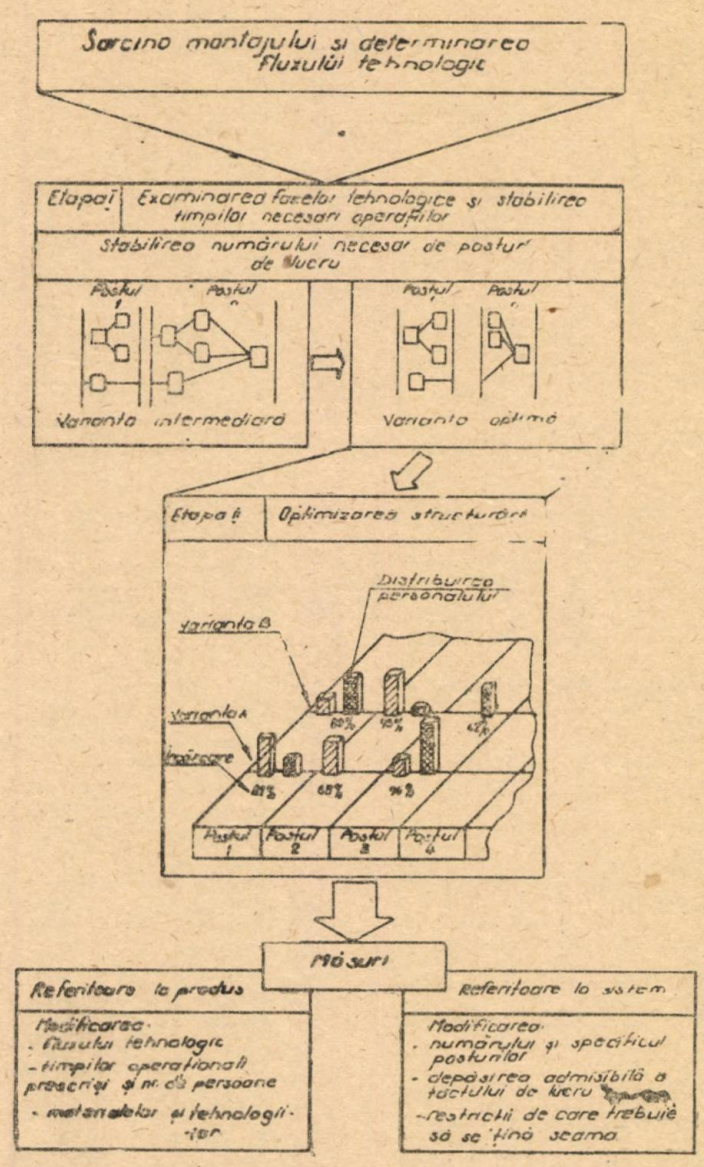


Fig. 4 Sarcina montajului și determinarea fluxului tehnologic pentru un produs de serie mică.

În continuare se trece la stabilirea posturilor de premontaj și montaj final, caracterizate prin specificul fiecărui post de lucru, numărul necesar de posturi, fluxul tehnologic, organizarea montajului, dotarea posturilor sau liniei cu utilajele necesare.

De asemenea, trebuie să se aibă în vedere amplasarea, respectiv suprafața de montaj afectată, specifică fiecărei întreprinderi, și legătu-

care se asamblează peste 30 de familii de produse (cleme și armături pentru industria electrotehnică) de serie mică și foarte mică, fiecare familie avînd o varietate de la 4 la 16 tipodimensiuni.

Structurarea și organizarea montajului acestor produse s-a făcut pe linii de montaj și anume : o linie specializată pentru asamblarea unei game de produse de serie mare și două linii

pentru asamblarea unei game de produse de mare diversitate, fiecare linie avînd dotările tehnice corespunzătoare, care să asigure o flexibilitate mare, în vederea realizării asamblării întregii game de produse solcitate de beneficiar.

În figura 5 se prezintă soluționarea secției de montaj la această întreprindere.

Principalele caracteristici rezultate ale noului sistem de montaj sînt :

— montajul se desfășoară în posturi de lucru dispuse în flux tehnologic ;

— transferul pieselor între posturile de lucru se realizează cu ajutorul unui transportor cu bandă cu mers continuu ;

— efectuarea operațiilor în posturile de lucru se efectuează mecanizat ;

— aprovizionarea locurilor de muncă și evacuarea subansamblelor obținute se realizează în containere paletizate deplasate cu electrostivuitoare.

Prin această structurare și organizare a montajului se preconizează să se asigure o creștere a productivității muncii cu 30 . . . 40%, față de situația actuală.

Dacă s-ar fi structurat și produsele respective ca să corespundă unui montaj cu un grad înalt de mecanizare, se poate estima că s-ar putea obține o creștere ușoaaă a productivității de 50 . . . 60%.

În concluzie, se poate afirma că numai printr-o modificare temeinică a stării reale a produsului (structurarea produsului) și structurarea montajului sînt de așteptat îmbunătățiri reale ale acestui domeniu.

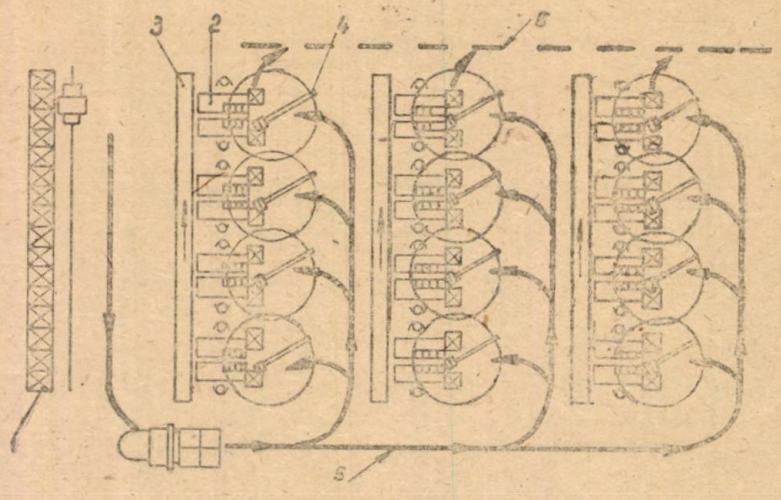


Fig. 5 Soluționarea sistemului de montaj exemplificat.

Legendă :
1 — depozit pe verticală de piese ; 2 — post de lucru ;
3 — transportor ; 4 — manipulator echilibrat pneumatic ;
5 — fluxul de alimentare cu repere a locurilor de muncă ;
6 — fluxul de evacuare a containerelor cu produse asamblate.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Gohritz, A., Ungeheuer, U.* : Praxisgerechte Strukturierung der Montage In: Industrie Anzeiger, nr. 12/1984.

[2] *Weller, B.* : Wirtschaftlichkeit von strukturierten Montagesystemen. In: Wt. Zeitschrift für industrielle Fertigung, Nr. 5/1984.

[3] *Ungeheuer, U. ș.a.* : Die Montage Strukturieren In: Industrie Anzeiger nr. 12/1984.

[4] *Wirtsch, ș.a.* : Montageorientierte Auftragsabwicklung In : Industrie Anzeiger, nr. 12/1984.

[5] *Wähning, H., Weller, B.* : Plannung eines personalorien tierten Montagesystems. In : Wt. Zeitschrift für industrielle Fertigung, Nr. 1/1984.

[6] *Rooks, B.* : Getting down to one- off production. In : The industrial Robot, iunie, 1984.

[7] *Pahl, G., Beitz, W.* : Enginerring design. Springer Verlag, 1984.

[8] *Andreasen, M. ș.a.* : Design for Assembly. Springer Verlag.

[9] *Topal, Dr.* : Cîteva criterii privind elaborarea unui concept de montaj. In: Construcția de mașini, nr. 11/1985.

CZ : 620.179.16.05

Palpator unghiular cilindric de 70°, frecvența 2 MHz, pentru instalația automată de control ultrasonic al sudurilor

P. NICOLAU, A. TUDORA, A. GHEORGHIU,
M. POPA, A. MILITARU — Institutul de Fizica și Tehnologia Materialelor — București-Măgruele
M. TUDORA — I.U.C. „Griviția Roșie" – București
E. NĂSTASE — I.S.C.I.R.-Central – București

Dezvoltarea controlului ultrasonic automat al sudurilor, existența în țară a unor instalații de import de control automat, precum și proiectarea și construirea de către I.R.N.E. Pitești a unei instalații de control automat al sudurilor longitudinale și spirale, pentru coducta magistrală de gaz metan, au impus necesitatea realizării în țară a palpatoarelor ultrasonice de unde transversale de 70°, 2 MHz, ce lucrează pe pernă de apă în această instalație automată de control ultrasonic.

Au fost făcute studii asupra caracteristicilor piezoceramice ale materialului de tip PZT și au fost realizate elementele piezoceramice pentru acest tip de palpator.

A fost studiată teoretic și experimental comportarea undelor acustice la interfața solid/solid și anume plexiglas/oțel, alegînd materialul care conduce la cel mai mare coeficient de transmisie al undei trarsversale (T_{tl}) și coeficienți de reflexie pentru undele longitudinală și transversală (R_{ll} și R_{tl}) cît mai mici, în vederea unei atenuări optime.

Acest palpator lucrînd pe pernă de apă, a fost necesar să studieze teoretic și experimental comportarea coeficientului de transmisie al undei transversale la dubla interfață solid/lichid/solid și anume plexiglas/apă/oțel, în funcție de grosimea pernei de apă.

În vederea atenuării undelor longitudinale și transversale reflectate în plexiglas, a fost preiectat un ghidaj de undă acustic. De asemenea, au fost studiate experimental mai multe rețete de material atenuator, în vederea atenuării celorlaltor moduri de vibrație ale elementului piezoceramic.

Pentru evaluarea cantitativă a coeficienților de reflexie și transmisie la interfața solid/solid, am folosit următoarele relații ce derivă din ecuațiile Knott (valabile pentru undele acustice de amplitudini mici) :

Pentru undă incidentă longitudinală în **mediul 1** (plexiglas) :

— coeficientul de reflexie longitudinal :

$$R_{ll} = 1 - \frac{\cos^2 2\alpha_{1t}}{N \cos \alpha_{1l}}$$

— coeficientul de reflexie transversal :

$$R_{tl} = -\frac{2v_{1l}^2 \cos 2\alpha_{1t}}{v_{1t}^2 \sin^2 \alpha_{1l} N}$$

— coeficientul de transmisie longitudinal :

$$T_{ll} = 2\frac{\rho_2}{\rho_1}\frac{v_{1l}v_{2l}v_{2t}^2 \cos^2 2\alpha_{2t} \cos 2\alpha_{1t}}{v_{1t}^4 \cos 2\alpha_{1t} \sin \alpha_{1l} \cdot N}$$

— coeficientul de transmisie transversal :

$$T_{tl} = -\frac{2\rho_2}{\rho_1} \cdot \frac{v_{1l}v_{2t}^3 \cos 2\alpha_{1t}}{v_{1t}^4 \sin 2\alpha_{1l} N}$$

unde :

$$N = 2 \operatorname{ctg} \alpha_{1t} + \frac{v_{1l}}{2v_{1t}} \cdot \frac{\cos^2 2\alpha_{1t}}{\cos \alpha_{1l}} +$$

$$+ \frac{2\rho_2}{\rho_1}\left(\frac{v_{2t}}{v_{1t}}\right)^4 \operatorname{ctg} \alpha_{2t} + \frac{\rho_2}{2\rho_1} \cdot \frac{v_{1l}v_{2t}^3}{v_{1t}^4} \cdot \frac{\cos^2 2\alpha_{2t}}{\cos \alpha_{1l}}$$

iar notațiile sînt cele din figura 1 a.

Cu aceste formule se pot calcula coeficienții de reflexie R_{ll} și R_{tl} precum și coeficientul de transmisie T_{tl} pentru diverse interfețe plexiglas/oțel, polistiren/oțel comparativ cu interfața de la palpatoarele Krautkrämer :

1. palpator unghiular 70° cu interfață plexiglas indigen/oțel :

$v_{1l} = 2800$ m/s, $v_{1t} = 1430$ m/s, $\rho_1 = 1.2$ g/cm^3

$v_{2l} = 5930$ m/s, $v_{2t} = 3255$ m/s, $\rho_2 = 7.8$ g/cm^3

$\alpha_{1l} = \alpha = 54.1°$, $\alpha_{1t} = 24.4°$, $\alpha_{2t} = \beta = 70°$

Se obține : $R_{ll} = 0.9966$, $R_{tl} = 0.0357$, $T_{tl} = 0.9836$

2. palpator unghiular 70° cu interfață polistiren indigen/oțel :

$v_{1l} = 2315$ m/s, $v_{1t} = 1430$ m/s, $\rho_1 = 1.18$ g/cm^3

$v_{2l} = 5930$ m/s, $v_{2t} = 3255$ m/s, $\rho_2 = 7.8$ g/cm^3

$\alpha_{1l} = \alpha = 42°$, $\alpha_{1t} = 24.4°$, $\alpha_{2t} = \beta = 70°$

Se obține $R_{ll} = 0.9968$, $R_{tl} = 0.0259$, $T_{tl} = 0.9092$

Se obține $R_{ll} = 0.9965$, $R_{tl} = 0.0131$, $T_{tl} = 0.9817$

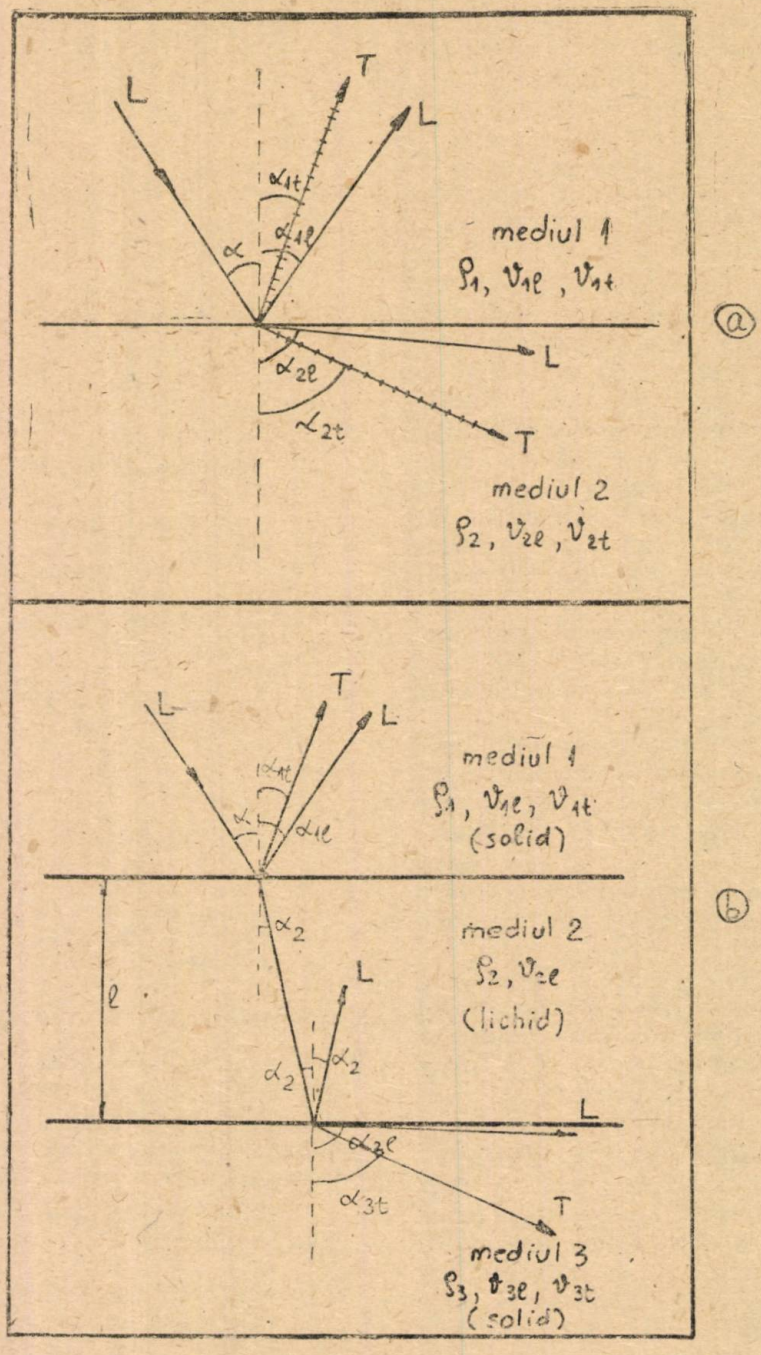


Fig. 1, a Comportarea undelor ultrasonice la interfața solid/solid cu undă incidentă longitudinală.
Fig. 1, b Comportarea undelor ultrasonice la dubla interfață solid/lichid/solid cu undă incidentă longitudinală în primul mediu.

3. palpator unghiular Krautkrämer :

$v_{1l} = 2730$ m/s, $v_{1t} = 1430$ m/s, $\rho_1 = 1.18$ g/cm^3

$v_{2l} = 5900$ m/s, $v_{2t} = 3230$ m/s, $\rho_2 = 7.7$ g/cm^3

$\alpha_{1l} = \alpha = 52.6°$, $\alpha_{1t} = 24.6°$, $\alpha_{2t} = \beta = 70°$

Cel mai important pentru testarea materialelor este coeficientul de transmisie T_{tl}, care are cea mai mare valoare pentru interfața plexiglas indigen/oțel ; în același timp coeficienții de reflexie R_{ll} și R_{tl} trebuie să fie cît mai mici (pentru a putea realiza o atenuare cît mai

bună) și acest lucru se realizează la interfața de la palpatoarele Krautkrämer.

Palpatorul unghiular cilindric 70°/2 MHz lucrează în instalația automată pe pernă de apă (cu rol de cuplant). În acest caz a fost necesar să se studieze dubla interfață solid/lichid/solid. Deci sînt trei medii de impedanțe acustice diferite : Z_1 (solid : plexiglasul ghidului acustic), Z_2 (lichid : perna de apă) și Z_3 (solid : oțelul ce se controlează ultrasonic cu acest palpator).

Unda plană longitudinală (produsă de elementul piezoceramic) se propagă în mediul 1 (plexiglas) și ajunge la prima interfață solid/lichid (plexiglas/apă), sub un unghi α față de normala la interfață. Aici o parte din undă se reflectă (longitudinală și transversală) înapoi în plexiglas și o altă parte se transmite ca undă longitudinală în mediul 2 (stratul de apă de grosime „l") și ajunge la a doua interfață lichid/solid (apă/oțel), unde din nou o parte se reflectă în stratul de apă și cealaltă parte din undă se transmite în mediul 3 solid (oțel) ca undă longitudinală și transversală.

Palpatorul este astfel proiectat încît să aibă loc reflexia totală a undei longitudinale în mediul 3 ($\alpha_{3l} = 90°$), iar unda transversală se propagă în mediul 3 (oțel) sub un unghi $\alpha_{3t} = \beta = 70°$. Toate acestea sînt ilustrate în figura 1, b.

Folosind notațiile din figura 1 b, se calculează coeficientul de transmisie în mediul 3 pentru unda transversală :

$$T_{3t} = \frac{4Z_1Z_3\cos^2\alpha\cdot\cos^2 2\alpha_{1t}\cdot\cos^2\alpha_2\cdot\cos^2 2\alpha_{3t}}{(Z_1C_1\cos\alpha_{3l} + Z_3C_3\cos\alpha)^2\cos^2\alpha_2\cdot\cos^2(k_2 l\cos\alpha_2) + C}$$

unde :

$$C = \left(Z_3\cos\alpha\cdot\cos\alpha_{3l} + \frac{Z_1Z_3}{Z_2}C_1C_3\cos^2\alpha_2\right)^2\sin^2(k_2 l\cos\alpha_2)$$

$$C_1 = \cos^2 2\alpha + \left(\frac{v_{1t}}{v_{1l}}\right)^2\sin 2\alpha\sin 2\alpha_{1t}$$

$$C_3 = \cos^2 2\alpha_{1t} + \left(\frac{v_{3t}}{v_{3l}}\right)^2\sin 2\alpha_{3l}\sin 2\alpha_{3t}$$

și $k_2 = \dfrac{2\pi}{\lambda_2}$ reprezintă numărul de undă în stratul de lichid cuplant (pernă de apă).

Variația coeficientului de transmisie al undei transversale în oțel, în funcție de grosimea l a stratului de apă este :

$$T_{3t}(l) = \frac{48.98}{129.2685\cdot\cos^2(7.68\ l) + 82.0360\cdot\sin^2(7.68\ l)}$$

cu l măsurat în milimetri (fig. 2). În aceste determinări, nu a fost luată în considerare atenuarea ultrasunetelor în perna de apă. La grosimi ale pernei de apă mai mari de 2÷3 mm,

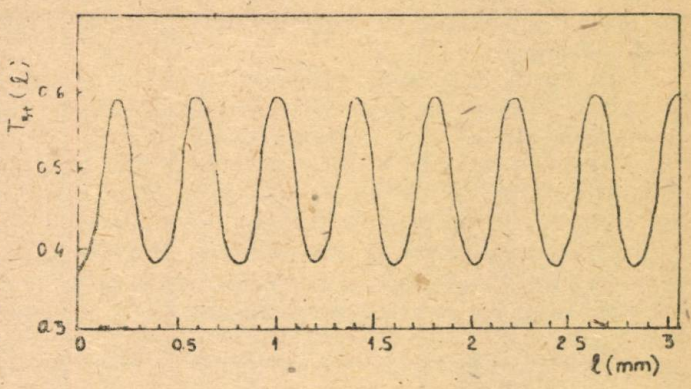


Fig. 2 Variația coeficientului de transmisie al undei ultrasonice transversale în oțel, în funcție de grosimea pernei de apă (strat cuplant).

atenuarea ultrasunetelor devine semnificativă și nu mai poate fi neglijată. În instalația automată de control ultrasonic grosimea pernei de apă nu depășește 1 mm, deci atenuarea poate fi neglijată.

*

* *

Elementul de bază ce intră în componența palpatorului este pastila din material piezoceramic. În I.F.T.M. a fost omologat materialul piezoceramic MPT-01 folosit la construirea palpatoarelor pentru control ultrasonic.

Acest material este oxidic, policristalin, bazat pe titanat-zicronat de plumb (PZT) cu adaosuri și se prezintă sub formă de elemente piezoceramice de forme geometrice regulate, prevăzute cu electrozi metalici și posedînd direcție de polarizare electrică dobîndită în procesul de fabricație.

Elementul piezoceramic folosit în construcția plapatorului unghiular cilindric are secțiunea dreptunghiulară cu dimensiunile ($20_{-0.2} \times 22_{-0.2}$) mm, cu grosimea astfel calculată încît aibă frecvența fundamentală de antirezonanță de (2±0.2) MHz.

*

* *

În fabricarea palpatoarelor unghiulare este necesară realizarea atenuării celorlalte moduri de vibrație ale elementului piezoceramic, deoarece singurul mod de oscilație folosit în funcționarea palpatorului este modul fundamental în grosime. Pentru aceasta este nevoie ca fața polarizată negativ a pastilei piezoceramice să fie în contact cu un corp atenuator de ultrasunete, iar marginile elementului piezoceramic să fie încastrate.

În pana de plexiglas apar, de asemenea, unde reflectate longitudinală și transversală (de la interfața plexiglas/oțel), care trebuie atenuate pentru a nu perturba funcționarea traductorului ; acest lucru se realizează prin proiectarea unei forme adecvate pentru ghidul de undă acustică.

Palpatorul unghiular cilindric, cu $\beta = 70°$ și frecvența de lucru de 2 MHz, are ghidajul de undă acustică de formă cilindrică, iar elementul piezoceramic este așezat pe fața rezultată din intersecția cilindrului cu un plan înclinat cu unghiul α (figurile 1, a și b). Atenuarea undelor longitudinală și transversală în cilindrul de plexiglas se realizează printr-un sistem de striațiuni așa cum apare în figura 3.

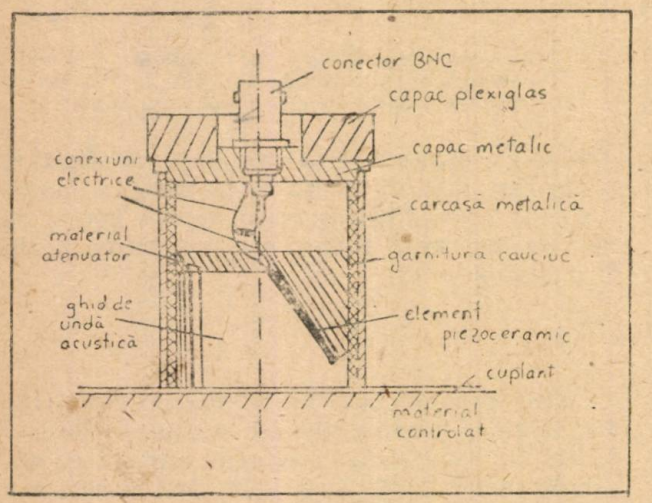


Fig. 3 Palpator unghiular cilindric de 70°, frecvență 2 MHz (pentru instalația automată de control ultrasonic al sudurilor), cu principalele părți componente.

Pentru mărirea efectului de atenuare peste striațiuni, se pune, de asemenea, un corp amortizor de ultrasunet, ca și peste elementul piezoceramic.

Corpul de atenuare are mai multe funcții : pentru amortizarea oscilațiilor nedorite ale pastilei piezoceramice, impedanța acustică a atenuatorului trebuie să fie ridicată, de aceea trebuie să conțină materiale solide și cu densitate mare. De asemenea, atenuatorul trebuie să absoarbă undele ultrasonice ce nu pot fi împiedicate să pătrundă în el, pentru a nu se produce ecouri de interferență. În laborator au fost preparate și testate mai multe rețete de material atenuator alegîndu-se ca soluție optimă o rețetă pe bază de pulbere de wolfram oxidat, pulbere de cauciuc, pulbere de bachelită ; ca liant s-a folosit rășină epoxidică pe bază de araldit. Amestecul atenuator la preparare este suficient de fluid, încît se poate turna evitîndu-se astfel stratul de cementare între pastila piezoceramică și blocul atenuator de sunet.

În cazul palpatoarelor unghiulare de unde transversale, cu element piezoceramic de formă rectangulară, se impune determinarea teoretică a parametrilor necesari pentru întocmirea sonogramei. Aceasta se face folosind modelul matematic simplificat al „membranei virtuale" cu care poate fi asimilat elementul piezoceramic ; poziția reală a pastilei piezoceramice poate fi înlocuită cu o membrană virtuală cu aceeași extindere în planul perpendicular pe cel de incidență și cu dimensiuni reduse în planul de incidență.

Pe baza cercetărilor fizice și tehnologice prezentate mai sus, a fost realizat palpatorul unghiular cilindric de 70°C, frecvență 2 MHz pentru instalația automată de control ultrasonic al sudurilor longitudinale, ai cărui principali parametri sînt :

— frecvența nominală de lucru :

$$f_0 = (2 \pm 0.2) \text{ MHz}$$

— unghiul de pătrundere al fasciculului utrasonic în oțel

$$\beta = (70 \pm 1)^0$$

— zona moartă :

$$Z_m \leqslant 30 \text{ mm}$$

— direcția de emisie a fasciculului :

$$\delta \leqslant 1°$$

— puterea separatoare în adîncime : 1,5 mm la paroximativ 150 mm adîncime oțel ;

— lungimea cîmpului apropiat (zona Fresnel) : în planul de incidență : $N_b = (59 \pm 6)$ mm; în planul perpendicular pe cel de incidență : $N_a = (105.6 \pm 11)$ mm ;

— unghiul de deschidere al fasciculului ultrasonic în cîmp îndepărtat (zona Fraunhoffer) pe izobara de 6 dB :

în planul de incidență : $2\gamma_b = 4.8^{\circ} {}^{+0.6^{\circ}}_{-0.4^{\circ}}$

în planul perpendicular pe cel de incidență :

$$2\gamma_a = 3.6^{\circ} {}^{+0.4^{\circ}}_{-0.3^{\circ}}$$

— consumul decibelic al palpatorului :

$$\Delta V_r \leqslant 10 \text{ dB}$$

— rata de uzare la frecare :

$M \leqslant 0.05$ mm/km parcurs pe suprafața de control

— temperatura de timp scurt :

$$T_{5s} = 120°C$$

— temperatura de lucru :

$$T = 0^0C - 60^0C$$

BIBLIOGRAFIE

[1] *Krautkrämer, J., Krautkrämer, H.* : Ultrasonic Testing of Materials, Sec. ed., Springer-Verlag, Berlin-Heidelberg (1977).

[2] *Banks, B., Oldfield, G., Rawding, H.* La detection ultrasonique des défauts dans les métaux, Paris (1966).
[3] *Kühn, G.J., Lutsch, A.* : Elastic wave mode conversion at a solid-solid boundary with transverse slip J.A.S.A., 33 (1971), 949—954.
[4] *Wüstenberg, H., Schültz, E.* : The influence of membrane size and form on the sound field of angle probes — Conf. on the Evaluation and Calibration of Ultrasonic Transducers, London (1977), 12—18
[5] *Mason, W.P.* : Crystal Physics of Interaction Processes, Pure and Applied Physics, 23 (1966).
[6] *Ciobanu, Gh., Constantinescu, C.* : Fizica stării solide, Ed. teh., București, (1985).
[7] *Nicolau, P., Tudora, A., Goran, M., Popa, M., Tudora, M.* : Palpatori unghiulari miniaturali pentru control ultrasonic — Constr. Mașini 38 (1986), nr. 2, 85—90.
[8] *Nicolau, P. Tănăsoiu, C., Vărzaru, E., Niculescu, H.* : Dosar de omologare materiale piezoceramice tip MPT-01 și MPG-01, Institutul de Fizica și Tehnologia Materialelor (1985).
[9] *Krautkrämer, H., Krautkrämer, J.* : Datenblättern für Geräte und Prüfköpfe (1985).

CZ : 620.179.16

Metodă de determinare a frecvenței de control a palpatoarelor ultrasonice

A. **TUDORA**, A. **CĂTA-DANIL** — I.F.T.M. București – Măgurele
A. **GHEORGHIU** — Întreprinderea Mecanică de Utilaj Chimic București
M. **TUDORA** — Întreprinderea de Utilaj Chimic „Grivița Roșie" București

Frecvența de control a palpatoarelor ultrasonice este cea mai importantă frecvență într-un puls ultrasonic, influențînd sensibilitatea și probabilitatea de detecție a metodei ultrasonice nedistructive. Probabilitatea mare de detecție necesită frecvențe joase ; rezoluție bună se obține folosind frecvențe ridicate. Alegerea frecvenței depinde de scopul controlului și este precizată în norma de control.

În general se caută folosirea unor metode simple de determinare a frecvenței de examinare, deoarece majoritatea palpatoarelor ultrasonice sînt folosite în control manual. Metode mai complicate pentru măsurarea frecvenței sînt justificate în cazul sistemelor (instalațiilor) automate de control ultrasonic ; controlul manual nu are, de obicei, echipament sofisticat cu analizoare de frecvență.

Definirea frecvenței de control depinde de tehnica de măsură aplicată. Frecvența măsurată trebuie să includă influențele întregului canal de transfer al pulsului ultrasonic (transmițător-cablu-palpator-amplificator receptor) [3].

Metodele de determinare a frecvenței depind de parcursul sonic, de reflectorul de referință și de atenuare. Pentru majoritatea plapatoarelor utrasonice, se folosesc ecourile de referință de la blocul de calibrare A1 (STAS 7802/2-79), dar sînt și palpatoare speciale pentru măsurarea grosimii pereților, sau traductori imersi, pentru care trebuie alese blocuri de referință cu grosimi mici de perete sau alți reflectori de referință [3].

Metodele de determinare a frecvenței de control a palpatoarelor ultrasonice se împart în două grupe [1] : metode electronice și metode acustice.

Metodele electronice au o acuratețe mai mare și anume :

a) metoda „sinusoida burst" ce constă în excitarea palpatorului cu trenuri de impulsuri sinusoidale de frecvență cunoscută și măsurarea amplitudinii pulsului reflectat în funcție de frecvență, pentru amplitudine constantă la bornele palpatorului pe întreg domeniul de frecvență utilizat [4] ;

b) metoda „shock excitation" ce constă din excitarea palpatorului cu pulsuri de bandă largă și transformarea Fourier a pulsului reflectat folosind analizor automat de spectre. Se produce un transfer rezonant de energie după caracteristica amplitudine-frecvență a palpatorului [4];

c) metoda folosind osciloscopul catodic [1].

Metoda electronică folosind analizorul de spectre de frecvență este cea mai precisă și, de obicei, este considerată metodă de referință pentru celelalte [1, 2], însă din păcate este destul de costisitoare necesitînd analizor electronic de spectre de frecvență.

Meodele acustice de determinare a frecvenței de control sînt ieftine și rapide ; ele se pretează în special pentru palpatoare unghiulare de unde transversale [2]. Unele metode acustice se bazează pe viteza sunetului și anume interferența între doi reflectori și interferența în stratul de cuplant ; altele se bazează pe atenuare și anume : comparație între indicațiile ecourilor de la două materiale [2].

În figura 1 se prezintă comparația între diferitele metode de măsurare a frecvenței de control la palpatoare unghiulare, ecoul de referință fiind cel de la sectorul circular cu raza de

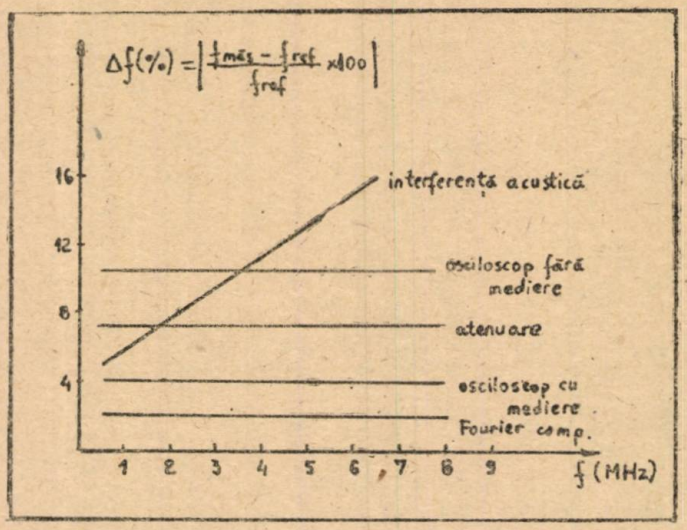


Fig. 1 Comparație între diferitele metode de măsurare a frecvenței de control la palpatoare unghiulare.

100 mm al blocului de calibrare A1. Frecvența de referință este cea măsurată cu analizor automat de spectre de frecvență [1].

O metodă cu precizie bună de măsurare a frecvenței de control a palpatoarelor ultrasonice, comparabilă cu cea folosind analizor automat de spectre, este cea bazată pe analiza Fourier computerizată a semnalului obținut pe defectoscopul ultrasonic de la ecoul de referință.

Pentru aceasta, după calibrarea bazei de timp a defectoscoplui, se înregistrează pe film polaroid imaginea ecoului de referință pe puls

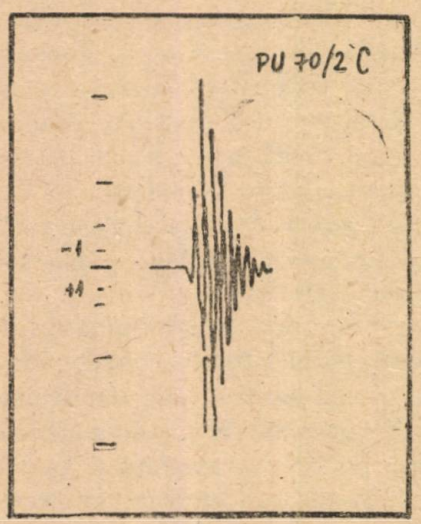


Fig. 2, a Semnalul neredresat al ecoului de la sectorul circular cu raza 100 mm al blocului de calibrare A1, pentru palpator unghiular tip PU-70/2-C (I.F.T.M.).

neredresat (sinusoidă amortizată) obținut la defectoscopul USIP-11-Krautkrämer. În figura 2, a este prezentată imaginea semnalului ecoului de la sectorul circular de 100 mm al blocului de etalonare A1, pentru un palpator unghiular cilindric de 70°, 2 MHz tip PU-70/2-C, folosit la instalații automate de control utrasonic al sudurilor (omologat de Institutul de Fizica și Tehnologia Materialelor) și în figura 2, b — imaginea semnalului ecoului de la peretele de 25 mm al blocului de etalonare A1, pentru un palpator normal de unde longitudinale tip B 2 S-N-Krautkrämer.

Ca date de intrare, în programul de analiză Fourier a acestui semnal, se introduc coordonatele temporare (în μs) și amplitudinile (în unități relative). În figurile 3, a și 3, b sînt prezentate spectrele de frecvență pentru palpatorul unghiular tip PU-70/2-C (I.F.T.M.) și respectiv pentru palpatorul normal tip B 2 S-N (Krautkrämer) obținute la calculator.

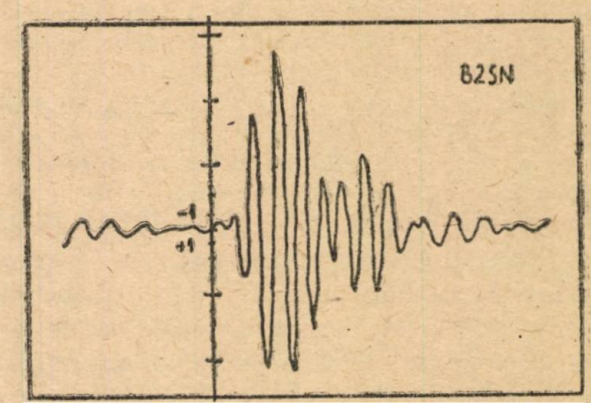


Fig. 2, b Semnalul neredresat al ecoului de la peretele de 25 mm al blocului de calibrare A1, pentru palpator normal tip B 2 S-N (Krautkrämer).

Frecvența de control a palpatoarelor este definită ca medie geometrică a frecvențelor limită inferioară și superoară ce definesc lărgi-

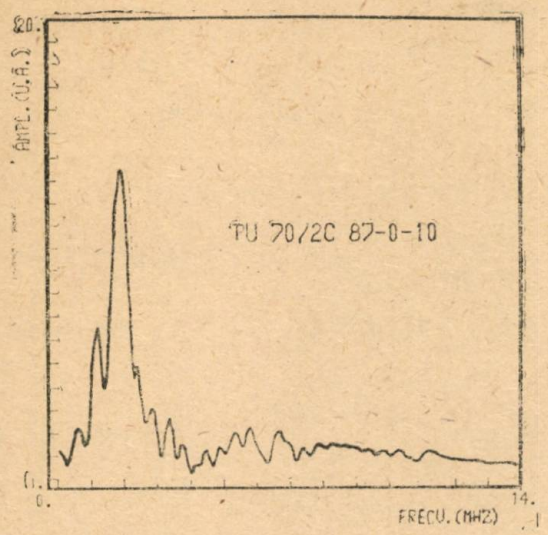


Fig. 3, a Spectrul de frecvență pentru palpatorul tip PU-70/2-C (I.F.T.M.).

mea la semiînălțime (—6dB) a spectrului de frecvență ; la un palpator de calitate această valoare este foarte apropiată de frecvența corespunzătore maximului de amplitudine în spectru [1, 5].

În concluzie această metodă de determinare a frecvenței de control a palpatoarelor utrasonice este destul de ieftină, înlocuind analizorul automat de spectre de frecvență, și poate fi aplicată la orice tip de palpator ultrasonic, singura problemă fiind alegerea corespunzătoare a ecoului de referință.

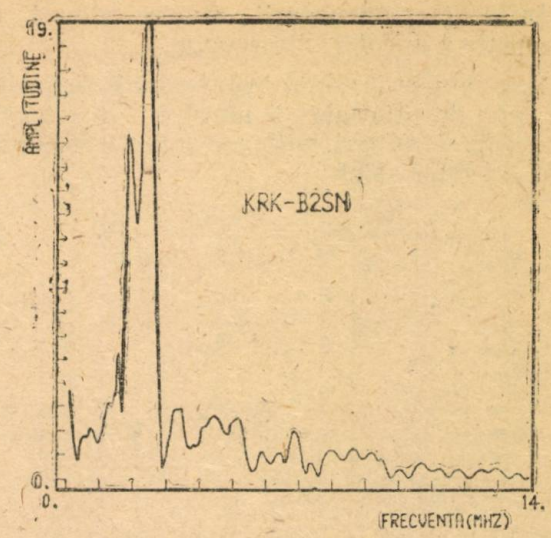


Fig. 3, b Spectrul de frecvență pentru palpatorul tip B 2 S-N (Krautkrämer).

BIBLIOGRAFIE

[1] *Wüstenberg, H., Schultz, E.* : Simplified techniques for defining the testing frequency of ultrasonic transducers, Conf. of the Evaluation and Calibration of Ultrasonic Transducers — London (1977), 41—46.

[2] *Tudora, A., Toacsăn, M.I., Bohățiel, T.* : Metode de determinare a frecvenței de lucru la palpatoare ultrasonice unghiulare Construcția de Mașini 38 (1986), nr. 2, 91—95.

[3] *Krautkrämer, J., Krautkrämer, H.* : Ultrasonic Testing of Materials, sec. ed., Springer-Verlag, Berlin-Heidelberg (1977), 304—306.

[4] *Soare, M.* : Răspunsul în domeniul frecvență al traductorilor de ultrasunete I.F.T.M. — Raport tehnic nr. 3544, I.R.N.E. Pitești (1987)

[5] *Teodorescu, G.* : Procedee metodice și calibratoare pentru controlul palpatoarelor utilizate în defectoscopia ultrasonică, Raport de fază I.F.T.M. București, (1985).

CZ : 620.179.16

Influența temperaturii asupra controlului cu ultrasunete al îmbinărilor sudate

Ing. Emanoil **ALBU** — I.C.N.U.T. Tulcea

Introducere

Exigența calității produselor din industria constructoare de utilaj hidromecanic impune determinarea precisă a influenței temperaturii asupra vitezei de propagare, a unghiului de incidență și a atenuării în material a undelor ultrasonore.

Aceste mărimi joacă un rol determinant în depistarea, aprecierea mărimii și încadrarea defectelor, precum și în reproductibilitatea rezultatelor controlului ultrasonic la suduri, de către forurile de inspecție.

Variațiile lor datorate temperaturii trebuie să se încadreze între anumite limite, pentru respectarea condițiilor tehnice impuse de standardele și normele în vigoare.

Influența temperaturii asupra vitezei de propagare a undelor ultrasonore

Așa cum se prezintă în literatură, expresiile vitezelor de propagare a undelor ultrasonore, în funcție de proprietățile elastice ale mediului solid și izotrop, sînt :

$$C_l = \left[\frac{E}{\rho}\cdot\frac{1-\mu}{(1+\mu)(1-2\mu)}\right]^{\frac{1}{2}} \quad (1)$$

$$C_t = \left[\frac{E}{\rho}\cdot\frac{1}{2(1+\mu)}\right]^{\frac{1}{2}} \quad (2)$$

unde :

C_l — viteza undelor ultrasonore longitudinale;
C_t — viteza undelor ultrasonore transversale;
E — modulul de elasticitate al lui Young;
ρ — densitatea solidului;
μ — coeficientul lui Poisson.

Pentru a evalua influența temperaturii asupra vitezelor de propagare a undelor ultrasonore, este necesară analiza variației cu temperatura a lui E și ρ, mărimi care intră în expresia vitezelor de propagare.

Variația cu temperatura a modulului de elasticitate, E. Ca orice mărime care depinde de distanța dintre atomi, și modulul de elasticitate depinde de temperatură, care influențează această distanță. Cantitativ, modificarea modulului de elasticitate este descrisă de relația :

$$dE = E\eta dT \quad (3)$$

unde mărimea η se numește coeficientul de temperatură al modulului de elasticitate și este definit de relația :

$$\eta = \frac{1}{E}\cdot\frac{dE}{dT} \quad (4)$$

avînd ca unitate de măsură $[K^{-1}]$. Deci variația modulului de elasticitate cu temperatura va fi dată de expresia :

$$E = E_0(1+\eta dT) \quad (5)$$

Ne propunem în continuare să stabilim o legătură între η și α (coeficientul de dilatare liniară).

Modulul de elasticitate este proporțional cu derivata a doua a energiei, în funcție de distanța dintre atomi în punctul $r \approx r_0$ respectiv.

$$pE = \left(\frac{d^2U}{dr^2}\right)_{r=r_0} \quad (6)$$

iar în acest punct energia este minimă, $\left(\frac{du}{dr}\right)_{r=r_0} = 0$, unde energia de interacțiune dintre doi atomi, U, este de tipul :

$$U = ar^{-m} + br^{-n} \quad (7)$$

În relațiile (6) și (7) :

p — constantă de proporționalitate; a, b, m, n, coeficienți pozitivi care se pot determina teoretic sau prin comparație cu datele experimentale; ei depind de tipul atomilor și de caracterul legăturii.

Din derivata de ordinul 1 rezultă :

$$\left(\frac{du}{dr}\right)_{r=r_0} = m\cdot ar^{-m-1} - n\cdot br^{-n-1} = 0 \quad (8)$$

$$\text{și } a = \frac{n}{m}br^{m-n} \quad (9)$$

Din derivata de ordinul 2 rezultă :

$$\left(\frac{d^2U}{dr^2}\right)_{r=r_0} = +m(m+1)\cdot ar^{-m-2} + n(n+1)\cdot br^{-n-2} = nbr^{-n-2}(n-m) = pE \quad (10)$$

Notăm : $\frac{bn(n-m)}{p} = d$ și $n+2 = g$

Rezultă că putem scrie :

$$Er^g - d = 0 \quad (11)$$

Derivînd în raport cu T obținem :

$$\frac{dE}{dT}r^g + gEr^{g-1}\frac{dr}{dT} = 0 \quad (12)$$

Împărțind cu $E_r^g = d$ rezultă :

$$\frac{1}{E}\cdot\frac{dE}{dT} + gr^{-1}\frac{dr}{dT} = 0 \quad (13)$$

$$\text{dar : } \eta = \frac{1}{E}\cdot\frac{dE}{dT} \text{ și } \alpha = \frac{1}{r}\cdot\frac{dr}{dT} \quad (14)$$

Rezultă că : $\eta + g\alpha = 0$, (15)

$$\text{sau } \eta = -g\alpha \quad (16)$$

Deci am obținut o relație între coeficientul de temperatură al modulului de elasticitate și coeficientul de dilatare. În consecință variația modulului de elasticitate cu temperatura va fi dată de expresia :

$$\boxed{E = E_0(1-g\alpha dT)} \quad (17)$$

Variația cu temperatura a densității, ρ. Densitatea variază cu temperatura implicit prin intermediul volumului. Modificarea volumului unui corp cu temperatura este dată de expresia:

$$dV = V\alpha_V\, dT \quad (18)$$

unde α_V este coeficientul de dilatare volumică și este definit de relația :

$$\alpha_V = \frac{1}{V}\left(\frac{\partial V}{\partial T}\right)_P \quad (19)$$

avînd ca unitate de măsură ca și η, $[K^{-1}]$.

Ținînd cont că din punct de vedere termodinamic legătura dintre parametrii de stare P, T, V ai unui material este dată de relația :

$$\left(\frac{\partial V}{\partial T}\right) = -\left(\frac{\partial V}{\partial P}\right)_T \cdot \left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_V \tag{20}$$

și folosind definiția lui α_V și a coeficientului de compresibilitate izotermă,

$$\chi_T = -\frac{1}{V}\left(\frac{\partial V}{\partial T}\right)_V \tag{21}$$

coeficientul de dilatare volumică rezultă proporțional cu capacitatea calorică, C_V :

$$\alpha_V = \gamma \frac{\chi_T}{V} C_V = \Omega C_V \tag{22}$$

unde :

$\Omega = \gamma \frac{\chi_T}{V}$ — este o constantă de proporționalitate;

γ — este parametrul Grüneisen, coeficient care caracterizează influența variației volumului asupra frecvenței și temperatura Debye (θ_D).

Din teoria cuantică a capacității calorice determinată de rețeaua ionică, în modelul oscilatorilor cuantici cuplați al lui Debye rezultă că modul de comportare al solidelor diferă la temperaturi joase ($T \ll \theta_D$), la temperaturi înalte ($T \gg \theta_D$) și la temperaturi intermediare, Astfel, C_v și implicit α_v și α variază cu T^3 pentru $T \ll \theta_D$, cu T, pentru $T \gg \theta_D$ și pentru temperaturi intermediare după expresia :

$$C_v = 12NK_B D(\theta_D/T) - 9NK_B \frac{\theta_D/T}{e^{\frac{\theta_D}{T}-1}} \tag{23}$$

unde :

N — numărul atomilor din cristal;
k_B — constanta Boltzman;
$D(\theta_D/T)$ — funcția Debye.

Cum θ_D este o constantă de material, și pentru *fer* $\theta_{Dfe} = 470$ K rezultă că variația lui C_v implicit a lui α și α_v în domeniul de temperaturi intermediare pentru *fer* (220 K — 600 K) este dată de relația (23). Pentru *fer* variația lui C_v cu temperatura este dată de expresia :

$$dC_v = C_{v273}\xi dx, \tag{24}$$

unde z — coeficientul de temperatură pentru fer al lui C_v în domeniul de temperaturi intermediare definit de relația :

$$z = \frac{1}{C_{v273}} \frac{dC_v}{dx} \tag{25}$$

$$x = \frac{\theta_D}{T} \tag{26}$$

Deci :

$$\boxed{C_{v273+dt} = C_{v273}(1+\xi dx)} \tag{27}$$

În continuare vom evalua mărimea adimensională z. Transcriind funcția Debye și expresia (23) în variabila x, vom obține pentru acestea :

$$D(x) = \frac{3}{x^3}\int_0^x \frac{x^3 dx}{e^x - 1} \tag{28}$$

$$C_v = 3NK_B\left[4D(x) - \frac{3x}{e^x - 1}\right] \tag{29}$$

Derivînd în raport cu x relația (29) rezultă :

(30)

$$\frac{dC_v}{dx} = 9NK_B\left[\frac{3}{e^x - 1} - \frac{12D(x)}{x^4} + \frac{x^2 e^x}{(e^x - 1)^2}\right]$$

Înlocuind (30) în (25) obținem :

$$z = \frac{9NK_B}{C_{v273}}\left[\frac{3}{e^x - 1} - 12\frac{D(x)}{x^4} + \frac{x^2 e^x}{(e^x - 1)^2}\right] = 0{,}1834 \tag{31}$$

Se poate scrie acum dependența explicită a lui α_v în funcție de T :

$$\alpha_{v273+dT} = \Omega C_{v273}\left[1 + z\,d\left(\frac{\theta_D}{T}\right)\right] \tag{32}$$

Din (18) și (19) rezultă că :

$$V_{273+dT} = V_{273}(1 + \alpha_{v273+dT}dT) \tag{33}$$

Deci variația densității în funcție de temperatură va fi dată de expresia :

$$\rho_{273+dT} = \rho_{273}(1 + \alpha_{v273+dT}dT)^{-1} \tag{34}$$

unde $\alpha_{v273+dT}$ — este dat de expresia (32).

Odată stabilită variația lui E și ρ cu temperatura, se poate concluziona modul în care influențează temperatura vitezele de propagare ale undelor ultrasonore :

$$C_{l273+dT} = C_{l273}[(1 - g\alpha_{v273+dT}dT)(1 + \alpha_{v273+dT}dT)]^{1/2} \tag{35}$$

$$C_{t273+dT} = C_{t273}[(1 - g\alpha_{v273+dT}dT)(1 + \nu_{v273+dT}dT)]^{1/2} \tag{35'}$$

Reprezentarea grafică a variației vitezei de propagare a undelor ultrasonore transversale în oțel este redată în figura 1.

Influența temperaturii asupra unghiului de incidență al undelor ultrasonore transversale.

În domeniul controlului îmbinărilor sudate, unde se utilizează palpatoare înclinate, înclina-

rea fasciculului ultrasonic poate fi aleasă în concordanță cu configurația sudurii sau cu grosimea ei, ori cu amîndouă. Este de menționat că atît viteza de propagare a undelor ultra-

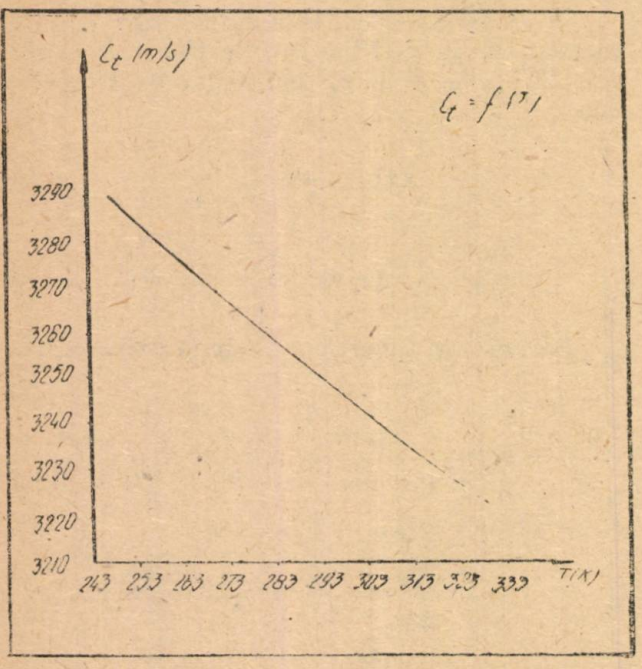


Fig. 1 $C_t = f(t)$

sonore (așa cum s-a arătat mai sus), cît și unghiul de incidență variază cu temperatura. De aceea, este necesar să fim conștienți de aceste influențe și să ne asigurăm că unghiul de incidență folosit corespunde celui impus de standardele și normele de control utrasonic în vigoare.

Variația vitezei de propagare cu temperatura fiind stabilită, se poate trece la estimarea influenței temperaturii asupra unghiului de incidență al undelor ultrasonore transversale în materialul de testat. Fasciculul de unde ultrasonore este refractat la interfața dintre pana

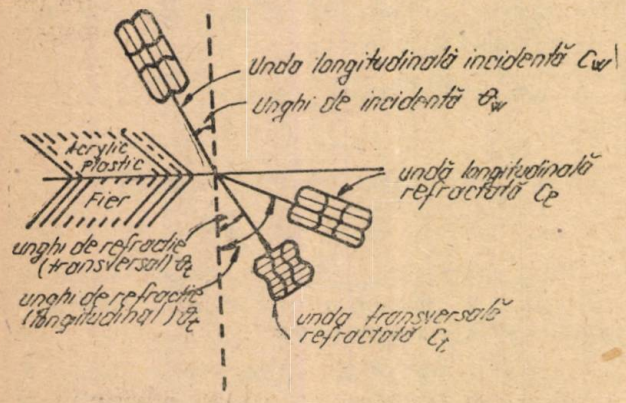


Fig. 2 Refracția fasciculului de unde ultrasonore la interfața dintre pana de plastic a palpatorului înclinat și materialul de testat.

înclinată a palpatorului și materialul de testat, așa cum se arată schematic în figura 2.

Refracția are loc datorită diferenței dintre viteza de propagare în materialul penei și viteza de propagare în materialul de testat. Unghiul rezultat în urma refracției undei este determinat de legea lui Snell :

$$\frac{\sin\theta_w}{C_w} = \frac{\sin\theta_l}{C_l} = \frac{\sin\theta_t}{C_t} \qquad (36)$$

unde :

$\sin\theta_w$ — sinusul unghiului de incidență a undelor longitudinale în materialul penei;

C_w — viteza undelor longitudinale incidente în materialul penei;

$\sin\theta_l$ — sinusul unghiului de refracție a undelor longitudinale în materialul de testat;

C_l — viteza undelor longitudinale refractate în materialul de testat;

$\sin\theta_t$ — sinusul unghiului de refracție a undelor transversale în materialul de testat;

C_t — viteza undelor transversale refractate în materialul de testat.

Din legea lui Snell rezultă că :

$$\begin{cases} \dfrac{\sin\theta_w}{C_w} = \dfrac{\sin\theta_{t\,293}}{C_{t\,293}} \\ \dfrac{\sin\theta_w}{C_w} = \dfrac{\sin\theta_{t\,293+dT}}{C_{t\,293+dT}} \end{cases} \qquad (37)$$

și deci θ_t la o temperatură oarecare $T = (293 + dT)$ K al materialului de testat va fi dat de :

$$\theta_{t\,293+dT} = \text{arc sin}\left(\theta_{t\,293+dT}\frac{\sin\theta_{t\,293}}{C_{t\,293}}\right) \qquad (38)$$

În figurile 3, 4 și 5 sînt prezentate grafic variațiile unghiului θ_t pentru palpatoarele de 45^0, 60^0 și 70^0 în funcție de temperatură.

Influența temperaturii asupra atenuării undelor ultrasonore

Conform teoriei, atenuarea are în primă aproximație două cauze principale : împrăștierea și absorția. Deci coeficientul de atenuare al undelor ultrasonore, α, se poate scrie ca suma a două componente :

$$\alpha = \alpha_s + \alpha_a$$

unde :

α_s — coficient de atenuare datorat împrăștierii pe neomogenitățile materialului;

α_a — coeficient de atenuare datorat absorbției în material.

Absorbția se produce datorită unei serii de cauze cum ar fi : fricțiunile interne, histerezisul elastic, condiția termică, fenomene de relaxare etc.

Împrăștierea este datorată neomogenităților cu dimesiuni comparabile cu lungimea de undă

a undelor ultrasonore și o impedanță caracteristică diferită de a materialului în care

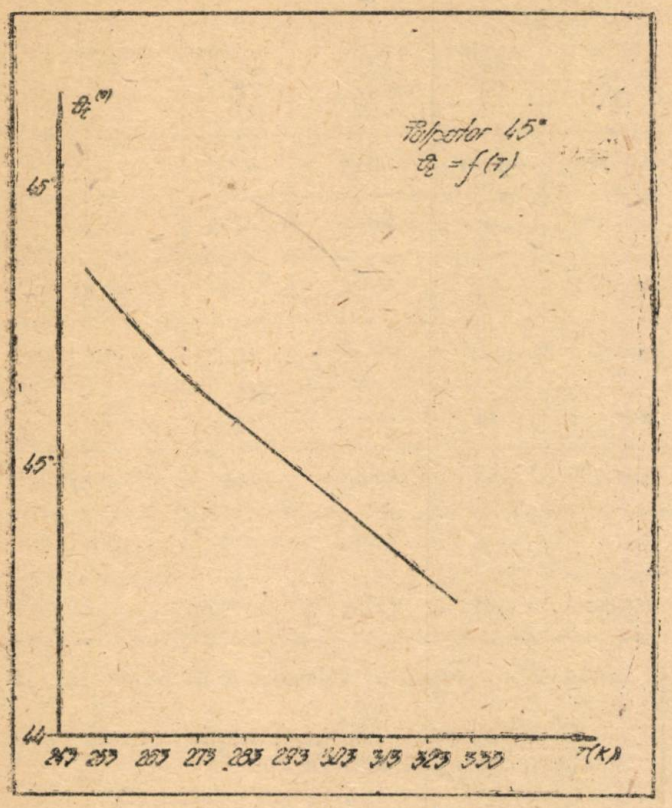


Fig. 3 $\theta_t = f(T)$ pentru palpator de 45°.

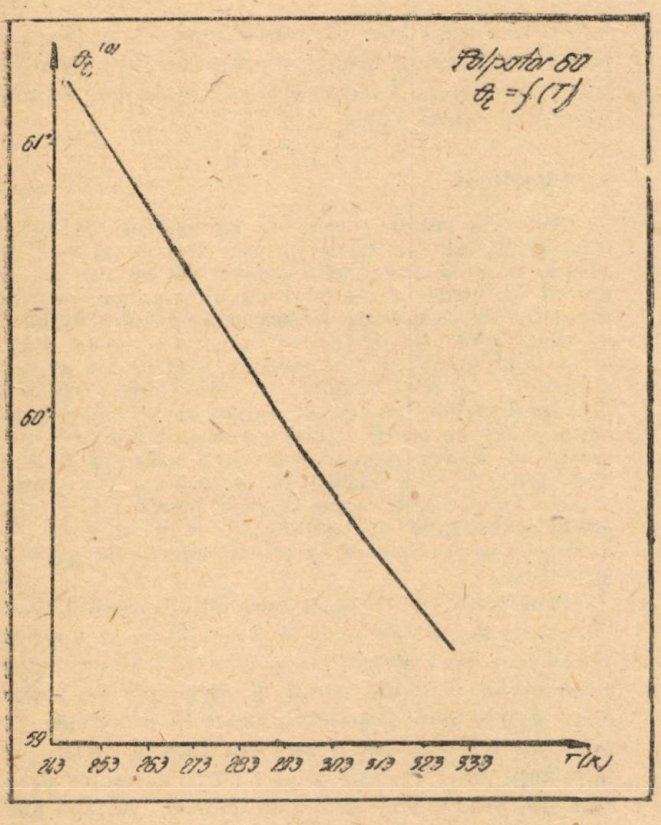


Fig. 4 $\theta_t = f(T)$ pentru palpator de 60°.

acestea se găsesc. Coeficientul de atenuare datorat împrăștierii variază cu raportul dintre lungimea de undă a undelor ultrasonore și diametrul neomogenităților.

Alți factori care afectează împrăștierea sînt dați de diferența dintre constantele elastice și densitatea neomogenităților.

Variația temperaturii unui solid implică variația numărului de fononi, cvasiparticule pe care are loc o împrăștiere continuă a undelor ultrasonore. De aceea, în continuare, pentru a evalua variația atenuării cu temperatura, vom discuta variația lui α_s, α_a considerîndu-l constant.

Conform teoriei lui J. Szilard α_s, pentru unde ultrasonore are forma :

$$\alpha_{st} = 837 q V f^4 \frac{1}{\rho_0^2}(C + D) \qquad (40)$$

unde :

C și D sînt constante;
q — numărul de neomogenități;

f — frecvența undelor ultrasonore;
ρ_0 — densitatea materialului de bază;
α_{st} — coeficient de atenuare datorat împrăștierii undelor ultrasonore.

Constantele C și D în concordanță cu Bihari și Szilard sînt date de :

$$C = \left(\frac{5}{C_l^4} + \frac{5}{C_t^4}\right)\overline{\overline{\Delta\rho^2}} + \left(\frac{3}{C_t^8} + \frac{4}{C_l^2 C_t^6}\right)\overline{\overline{\Delta\mu^2}} \qquad (41)$$

$$D = -\frac{K_t^2 d^2}{5}\left(\frac{5}{C_t^4}\overline{\overline{\Delta\rho^2}} + \frac{9}{C_l^6}\overline{\overline{\Delta\rho\,\Delta\mu}} - \frac{3}{C_t^8}\overline{\overline{\Delta\mu^2}}\right) -$$

$$- \frac{K_l^2 + K_t^2}{5} a^2\left(\frac{2{,}5}{C_l^4}\overline{\overline{\Delta\rho^2}} + \frac{2}{C_l^6 C_t^2}\overline{\overline{\Delta\mu^2}}\right) \qquad (42)$$

în care :

$\Delta\rho = \rho_0 - \rho$ { ρ_0 — densitatea materialului de bază; ρ — densitatea neomogenității;

$\Delta\mu = \mu_0 - \mu$ { μ_0 — coeficientul Lamé pentru materialul de bază; μ — coeficientul Lamé pentru neomogenitate;

$K_t = \frac{2\pi}{\lambda_t}$ — numărul de undă transversal;

$K_l = \frac{2\pi}{\lambda_l}$ — numărul de undă longitudinal;

a — raza medie a neomogenității.

În cazul nostru numărul de neomogenități q este dat de numărul de fononi din teoria lui Debye la temperaturi joase ($T < \theta_D$)

$$q = 0{,}366\ v\left(\frac{K_B T}{h C_t}\right)^3 \qquad (43)$$

Tabelul 1

Temperatura materialului de testat [K]	Viteza undelor ultrasonore transversale în materialul de testat [m/s]	Palpator 45° 3 M Hz		Palpator 60° 3 M Hz		Palpator 70° 3 M Hz		Corecția de amplificare [dB]
		θ_t în mater. de testat [°]	Corecția pentru θ_t [°]	θ_t în mater. de testat [°]	Corecția pentru θ_t [°]	θ_t în mater. de testat [°]	Corecția pentru θ_t [°]	
253	3284,5	45°37'	—37'	61°04'	—1°04'	71°39'	—1°39'	+3,45
263	3275,5	45°27'	—27'	60°47'	—47'	71°12'	—1°12'	+2,44
273	3267,2	45°18'	—18'	60°32'	—32'	70°46'	—46'	+1,54
283	3258,8	45°09'	—09'	60°16'	—16'	70°21'	—21'	+0,73
293	3250	45°	0°	60°	0°	70°	0°	0
303	3242,7	44°52'	+0,8'	59°46'	+14'	69°35'	+25'	—0,68
313	3234,8	44°43'	+17'	59°32'	+28'	69°13'	+47'	1,30
323	3227	44°35'	+25'	59°18'	+42'	68°51'	+1°09'	—1,88

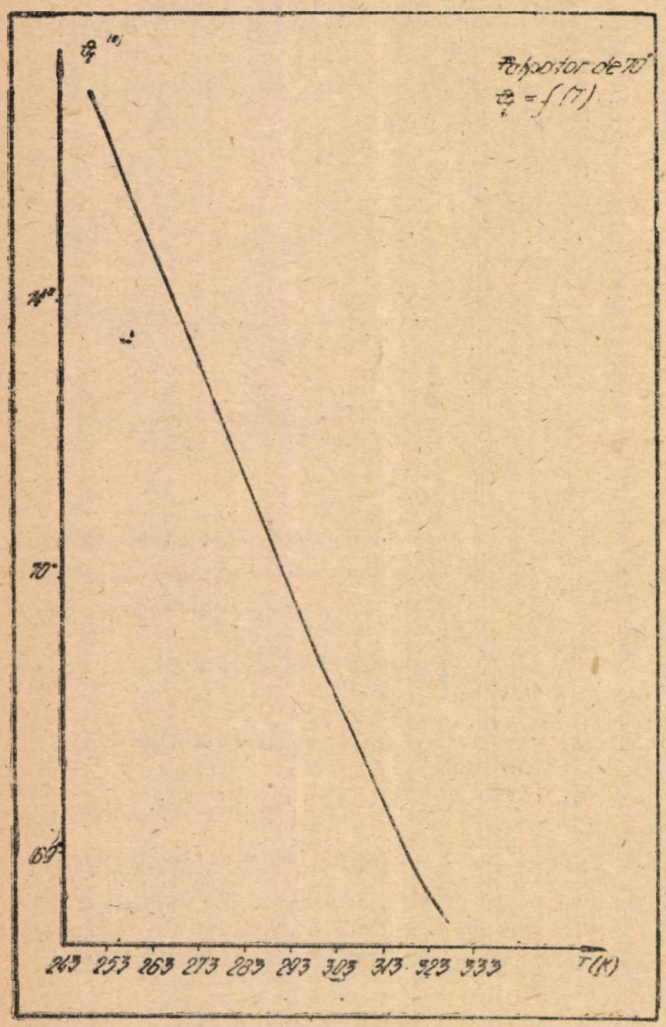


Fig. 5 $\theta_t = f(T)$ pentru palpator de 70°.

unde V — volumul cristalului materialului de bază.

Deci variația lui α_{tt} și implicit a lui α cu temperatura va fi dată de :

$$\alpha_{tt} = 3{,}027\ V_v \left(\frac{K_B T}{h C_t}\right)^3 f^4 \frac{1}{\rho_0^2} (C + D) \quad (44)$$

În tabelul 1 sînt prezentate corecțiile pentru coeficientul de atenuare al undelor ultrasonore transversale, în funcție de temperatură pentru palpatoare de 3 MHz.

Concluzii

Din cele arătate, reiese că temperatura materialului testat este un factor de care trebuie să se țină seama, la proiectarea tehnologiilor de control și în timpul efectuării controlului cu ultrasunete, datorită influenței pe care o are asupra parametrilor de bază ai controlului. Neglijarea acestui factor poate duce, în anumite cazuri la intrepretări eronate ale oscilogramelor, în ceea ce privește aprecierea mărimii discontinuităților, poziția și natura lor. Pentru a se evita astfel de erori, uneori cu consecințe nedorite, recomand pentru palpatoarele de 3 MHz, la care a fost particularizat studiul, să se facă corecțiile indicate în tabelul 1. În cazul în care acestea nu se pot efectua, intervalul de temperatură a materialului de bază care se controlează cu ultrasunete să fie restrîns la 0—40°C.

Problemele analizate în acest studiu creează posibilitatea lărgirii domeniului de utilizare a undelor ultrasonore, de exemplu în termometrie, în evaluarea gradientului de temperatură, în deținerea de informații despre solidificarea metalelor în procesele de producție etc. Parametrii care pot furniza astfel de informații sînt : variația vitezei (și a mărimilor derivate din viteză) undelor ultrasonore și variația atenuării acestora cu temperatura.

CZ : 620.179.14

Metoda electromagnetică de control al tratamentelor de detensionare

Fiz. Dan BALAȘIU — Întreprinderea de Autocamioane Brașov

Introducere

În timpul operațiilor tehnologice (turnare, călire etc.) se induc în piese tensiuni termice și structurale cu distribuții complexe, care afectează studiul caracteristicile tehnologice și de exploatare ale materialelor metalice. Dintre consecințele dăunătoare ale prezenței tensiunilor remanente în piese enumerăm :

— deformarea spontană la prelucrări ulterioare sau în timpul exploatării ;

— ruperi la solicitări mai mici decît cele la care ar fi rezistat produsul în absența tensiunilor permanente.

Din această cauză, se recomandă ca după acele categorii de procese tehnologice care induc tensiuni considerabile, să se efectueze tratamente de détensionare, cu scopul de a scădea nivelul tensiunilor remanente sub pragul critic.

Mecanismele de eliminare a tensiunilor remanente diferă funcție de temperatura la care este efectuat tratamentul [1]. Experimental, s-a găsit că cinetica eliminării tensiunilor este descrisă de curbe cu aspectul celor din figura 1. Din analiza acestor curbe rezultă două aspecte importante :

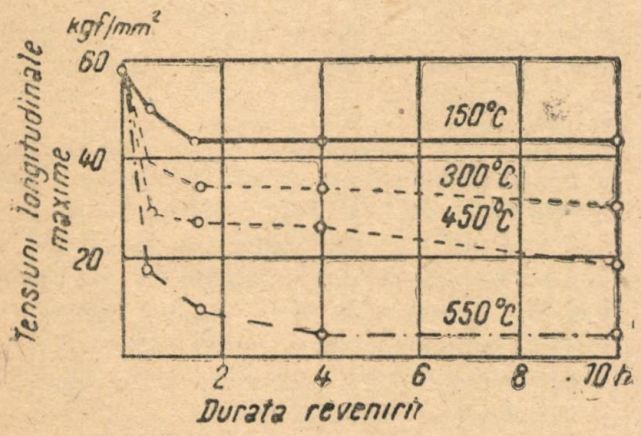


Fig. 1

— cu cît temperatura de detensionare este mai ridicată, cu atît crește viteza de relaxare a tensiunilor ;

— pentru o temperatură de detensionare dată, procesul de relaxare nu se desfășoară liniar.

În cazul exemplului prezentat în figura 1, menținerea unei piese la detensionare mai mult de două ore, sau repetarea tratamentului la aceeași temperatură nu mai este eficientă.

Principiul metodei

Experiențele au arătat [2] că proprietățile electromagnetice ale metalelor feromagnetice (rezistivitatea electrică, permeabiltatea magnetică etc.) depind de starea de tensiuni în care se găsește metalul. Deoarece transformările structurale induse de tratamentele de detensionare conduc la modificarea tensiunilor remanente, rezultă că și proprietățile electromagnetice ale metalelor care au suferit transformări în timpul tratamentelor se modifică. Acest fenomen a fost pus în evidență în laborator, cu ajutorul unui aparat de control nedistructiv pe bază de curenți turbionari tip MAGNATEST I 3610. În cadrul experimentelor, s-a urmărit modificarea parametrilor curenților turbionari induși, pe setul de epruvete cărora li s-au aplicat diferite tratamente de detensionare. Înainte de a prezenta și discuta rezultatele experimentale, facem o scurtă prezentare a principiului de funcționare a aparatului folosit la determinări.

Blocul de detecție al aparatului constă dintr-o punte, în care două dintre brațe sînt formate din două bobine cu înfășurări duble, montate în antifază, cu ajutorul cărora se induc pe de o parte curenți turbionari în piese și se culeg totodată semnalele provenite de la curenții induși. Cînd proprietățile electromagnetice ale celor două piese din bobine sînt similare, semnalul rezultant dat de cele două bobine este nul, puntea fiind echilibrată. Această stare se traduce pe ecranul osciloscopului printr-o linie orizontală, sau printr-un punct luminos plasat în centrul ecranului. Orice modificare a proprietăților electromagnetice, la una din probe, duce la dezechilibrarea punții, respectiv la apariția unor curbe pe ecran, sau, în cazul în care se lucrează cu semnalul luminos punctiform, acesta se deplasează din centrul ecranului.

Determinări experimentale

Scopul experiențelor efectuate a fost verificarea tratamentelor de detensionare efectuate în secții, s-au urmărit în special tratamentele de detensionare efectuate după tratamentele de cementare-călire.

Epruvetele pentru experiențe s-au confecționat din oțel 17 Cr Ni Mo 6 și din oțel 16 C N W 10, care au fost inițial călite și supuse apoi la diferite tratamente de detensionare,

variindu-se parametrii temperatură și timp de menținere. Experiențele s-au desfășurat astfel : s-a lucrat cu o epruvetă martor (plasată în bobina martor) și s-a echilibrat puntea cu o epruvetă de lucru. După detensionare, epruveta de lucru era din nou introdusă în bobina de lucru. Efectul modificărilor structurale produse s-a urmărit prin variația distanței punctului luminos față de centrul ecranului.

În urma determinărilor experimentale și a prelucrării datelor a rezultat :

— cu creșterea temperaturii de revenire (la același timp de menținere), ca urmare a transformărilor structurale tot mai intense, crește distanța punctului luminos față de centrul ecranului. Variația distanței punctului luminos cu creșterea temperaturii are aspectul unor curbe de genul celor din figura 2 ;

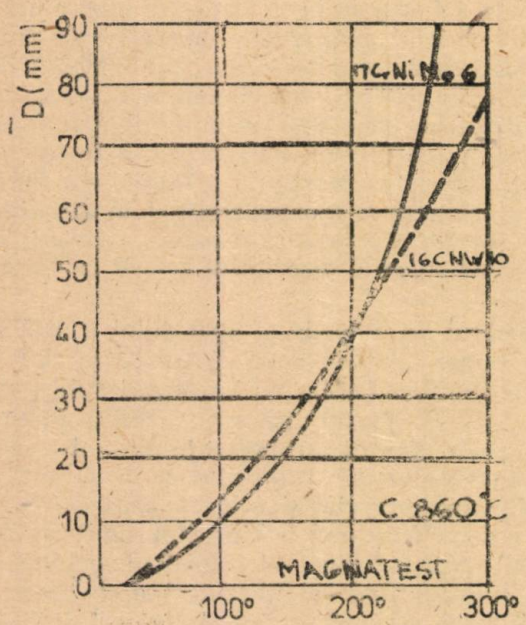


Fig. 2

— pentru o temperatură de detensionare dată și diferiți timpi de menținere, experiențele au arătat că distanța punctului luminos față de poziția centrală se stabilizează după un anumit timp (timp de stabilizare), la o distanță maximă, ceea ce constituie un indiciu că pentru temperatura respectivă procesele de transformări structurale au stagnat. Acest fenomen se poate urmări pe curbele din figura 3.

S-a constatat că repetarea tratamentelor de detensionare, la aceeași temperatură, nu a dus la modificări ale semnalului pe ecranul osciloscopului, în situația în care la primul tratament de detensionare timpul de menținere a fost egal cu cel de stabilizare. Pentru reinițierea proceselor de transformări structurale trebuie mărită temperatura.

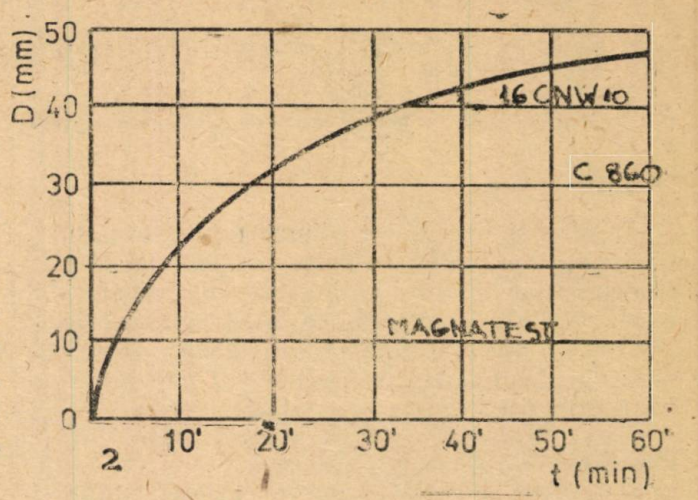


Fig. 3

Mod de lucru

În vederea verificării tratamentelor de detensinare din secții se procedează astfel :

— se trasează pentru reperul urmărit o curbă $D = f_{(t)}$ pentru temperatura de detensionare prevăzută în planul de operații. Din această curbă se poate aprecia timpul de stabilizare;

— pentru a verifica prin sondaj dacă o piesă este corect detensionată, se introduce piesa respectivă în bobina de lucru și se echilibrează puntea. Apoi piesa se detensionează la parametrii prescriși (temperatură și timp de menținere). După detensionare, se introduce piesa din nou în bobina de lucru și se urmărește semnalul pe ecran. În cazul în care detensionarea în secție a fost corect efectuată, nu trebuie să se semnaleze o variație de semnal după detensionarea efectuată în laborator (de regulă timpii de stabilizare pentru piesa respectivă sînt mai mici decît timpii de menținere la detensionare prevăzuți în planul de operații). Operația de reintroducere a piesei în bobina de lucru trebuie efectuată cu mare grijă, deoarece o poziționare a piesei incorectă poate duce la modificări de semnal.

Concluzii

Metoda descrisă reprezintă o metodă de control nedistructiv de mare sensibilitate ce oferă posibilitatea de a verifica parametrii tratamentelor de detensionare efectuate în secții la diferite repere de interes.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Dulămiță, T.* : Tehnologia tratamentelor termice. Ed. Didactică și pedagogică, București, 1982.

[2] *Mocanu, D.R.* : Analiza experimentală a tensiuni- Ed. Tehnică, București, 1976.

SEMNAL

MODERNIZAREA PRODUCȚIEI — UN IMPERATIV MEREU ACTUAL

Ing. Gabriel NĂSTASE — Comisia de perfecționare a organizării muncii și modernizare a proceselor de producție din cadrul Comitetului de partid al sectorului 4.

Tovarășul Nicolae Ceaușescu a subliniat — în repetate rînduri — că, în contextul „puternicei revoluții tehnico-științifice mondiale, este imperios necesar ca industrializarea să se realizeze pe baza tehnicii celei mai avansate, să se asigure introducerea continuă în producție a celor mai noi cuceriri ale științei, acordîndu-se atenția principală mecanizării și automatizării proceselor de producție — condiție hotărîtoare a creării unei industrii și economii moderne".

Pornind de la aceste indicații, Comisia pentru perfecționarea organizării munici și modernizarea proceselor de producție, sub coordonarea Consiliului de Control Muncitoresc al Activității Economice și Sociale al Comitetului Sectorului 4 al Partidului Comunist Român a redactat catalogul — îndrumar periodic **„MODERNIZAREA, REALIZĂRI ȘI PERSPECTIVE"**, care se adresează cercetărilor, proiectanților, tehnologilor, responsabililor cu modernizarea din unitățile economice, președinților Comisiilor inginerilor și tehnicienilor și celorlalți specialiști și cadre de conducere, pentru cunoașterea legislației și documentarea asupra unor realizări tehnice cu caracter de noutate și generalizarea, în vederea aplicării, a acestora la realizarea măsurilor din programele de modernizare a proceselor de producție din întreprinderile industriale din toate ramurile de activitate.

În desfășurarea acestei ample acțiuni — coordonată de Comisia centrală condusă de tovarășa academician doctor inginer Elena Ceaușescu, membru al Comitetului Politic Executiv al C.C. al P.C.R., prim viceprim-ministru al Guvernului, președintele Consiliului Național al Științei și Învățămîntului — s-au identificat însemnate posibilități de creștere a volumului producției și de sporire a eficienței economice, prin organizarea mai bună a fluxurilor de fabricație și a muncii, ridicarea nivelului de pregătire al cadrelor, modernizarea tehnologiilor și asimilarea de noi produse.

Conceput ca un îndrumar judiric, volumul de față abordează aspecte ale legislației în vigoare referitoare la :

— **acțiunea de creație tehnico-științifică** — regulament cadru de stimulare a participării maselor la activitatea de creație științifică și tehnică din cadrul Festivalului național „Cîntarea României", organizată în scopul creșterii contribuției tuturor oamenilor muncii din fabrici, uzine, unități agricole, unități cooperatiste, unități de cercetare și proiectare precum și tineretului din școli și facultăți, la îndeplinirea sarcinilor și obiectivelor stabilite de Congresul al XIII-lea al P.C.R. cu privire la dezvoltarea științei și tehnologiei și la introducerea pe scară largă a progresului tehnic în toate ramurile economiei naționale, în vederea realizării revoluției tehnico-științifice și a noii revoluții agrare în țara noastră;

— **statutul Consiliului Național al Inginerilor și Tehnicienilor** din R.S.R. (extrase) care prezintă scopul, atribuțiile și modul de organizare al Consiliului Național al Inginerilor, precum și al Comisiilor Inginerilor și Tehnicienilor la nivelul întreprinderilor industriale ;

— **regulamentul privind organizarea și funcționarea „Cercului inovatorilor"** (extras) care jalonează modul de organizare și funcționare al „cercului" inovatorilor și precizează faptul că acesta face parte din componența comisei pentru organizarea și desfășurarea mișcării pentru stimularea maselor de oameni ai muncii la activitatea științifică și tehnică ;

— **regulamentul de organizare și desfășurare a concursului între cercurile inovatorilor și inventatorilor** din unitățile economice, care tratează distinct obiectivele și organizarea concursului, criteriile pentru stabilirea cercurilor inovatorilor și inventatorilor și stimulentele acordate cercurilor inovatorilor și inventatorilor și colectivelor fruntașe în cadrul concursului ;

— **ghidul inventatorului și inovatorilor**, redactat după modelul Oficiului de Stat pentru Invenții și Mărci (OSIM), care prezintă normele, regimul de taxe, modalitățile de urmare a unei invenții, categoriile de creații științifice și tehnice brevetabile și procedura de înregistrare și păstrare a secretului de stat privind invențiile. În finalul acestui ghid sînt prezentate anexele ce însoțesc documentele supuse aprobării de către O.S.I.M. :

— decret al Consiliului de Stat Nr. 93/16 aprilie 1976 privind normele pentru calcularea recompenselor bănești cuvenite autorilor invențiilor aplicate în conomia națională ;

— decret al Consiliului de Stat 393/29 octombrie 1984 privind perfecționarea sistemului de stimulare a oamenilor muncii și a întreprinderilor în obținerea de beneficii suplimentare ;

— decret al Consiliului de Stat (extrase) Nr. 318/1 noiembrie 1986 privind perfecționarea organizării muncii și modernizarea proceselor de producție, creșterea eficienței economice în toate sectoarele de activitate ;

— precizări privind perfecționarea pregătirii profesionale a principalelor categorii de personal, pe funcții la nivelul unităților economice, centralelor, ministerelor ;

— lista concursurilor și olimpiadelor pe meserii, a fazelor și perioadelor de desfășurare ;

— precizări privind aplicarea inițiativei „Fiecare cadru tehnico-ingineresc și de specialitate să rezolve anual cel puțin o problemă tehnică sau de organizare a muncii, în afara sarcinilor de serviciu.

În acest capitol care încheie prezentul volum se tratează obiectivele, modul de aplicare, urmărirea și raportarea rezultatelor inițiativei, precum și acțiunile politice, stimulentele morale și materiale în sprijinul aplicării inițiativei.

Pentru aprofundarea legislației referitoare la activitatea de creație tehnico-științifică și introducere a progresului tehnic, catalogul inserează în paginile sale și trimiteri bibliografice spre literatura de specialitate.

Motivația realizării acestui catalog a plecat de la faptul că, la nivelul sectorului 4, acțiunile întreprinse periodic, cu regularitate, au vizat sporirea răspunderii cadrelor de conducere, a specialiștilor în stabilirea celor mai eficiente căi de perfecționare a întregii activități economice.

De asemenea, s-a urmărit formarea convingerii că modernizarea proceselor de producție este o acțiune, în egală măsură, economică și politică, că ea nu este apanajul unui grup restrîns de specialiști, cu atribuții în domeniu, ci vizează aportul tuturor factorilor de răspundere, al tuturor oamenilor muncii, atît la stabilirea obiectivelor cît și la realizarea lor.

Acest „catalog-îndrumar juridic" constituie un instrument de lucru pentru cei ce se implică în acțiunile de introducere și promovare a progresului tehnic, de realizare a măsurilor din programele de perfecționare a organizării muncii și modernizare a procesului de producție.

Experiența dobîndită de membrii comisiei de perfecționarea organizării muncii și modernizarea proceselor de producție a sectorului 4, în comandamentele săptămînale și în acțiunile organizate de Consiliul de Control Muncitoresc al Activității Economice și Sociale, a reclamat necesitatea editării unui astfel de catalog, pentru realizarea unei gîndiri unitare și a creșterii răspunderii și participării tuturor comuniștilor în activitatea de înnoire și modernizare a producției.

Aducem la cunoștință celor interesați că pot intra în posesia unui exemplar gratuit la **colectivul de difuzare al O.I.D. — I.C.M. din incinta Institutului de Cercetare Științifică și Inginerie Tehnologică pentru Industria Construcțiilor de Mașini (ICTCM), șos. Olteniței nr. 103—104, sector 4, București, tel. : 34 70 30, la tov. Geta Andrei.**

Condiții de prezentare a manuscriselor pentru revista „Construcția de mașini"

1. Textul unui articol împreună cu desenele să nu depășească 15 pag. convenționale, de 2000 semne.
2. **Dactilografierea** se execută la 2 rînduri în pag. de 2000 semne, pe hîrtie albă, pe o singură față a filei. Pagina va avea o margine albă de 3 cm lățime în stînga. Formulele se scriu foarte clar, cu semnele matematice și literele conform STAS, suficient de mari, cu tuș.
3. **Desenele** se execută în tuș pe calc, la dimensiunile între formatele A6 și A4. Dacă sînt figuri-foto, acestea nu trebuie să depășească formatul A4 și să fie foarte clare cu efectele de contrast foarte pronunțate.
4. **Toate figurile și tabelele** care însoțesc articolul trebuie menționate în text. Figurile trebuie să aibe titluri și legende și să fie însoțite de un borderou de figuri dactilografiat pe o pagină separată de textul articolului. Nu se va scrie pe nici o figură titlul și legenda ; legătura se face prin numărul lor conform borderoului separat într-un plic adecvat prezentate. În tipografie diferitele elemente ale materialului (text, borderou de figuri, bibliografii, tabele) se prelucrează în secții diferite, de aceea ele trebuie prezentate pe foi separate.
5. **Tabelele** trebuie dactilografiate pe foi separate de text (în text li se va indica doar locul ca și pentru figuri), deoarece au alt regim tipografic.
6. **Bibliografia** trebuie dactilografiată tot pe o pagină separată de text și prezentată conform STAS nr. 6158-60 și anume : **Cărți**: numele autorului, inițiala prenumelui autorului, titlul cărții (dacă este o lucrare străină se va da titlul în original, eventual traducerea în lb. română), numărul ediției în cifre arabe, numărul volumului în cifre romane, locul publicării, pagina la care se trimite sau prima și ultima pagină a fragmentului. **Periodice** : numele autorului, inițiala prenumelui autorului, titlul articolului (dacă este o lucrare străină se va da titlul în original, eventual cu traducerea în lb. română), titlul periodicului precedat de cuvîntul „In", numărul volumului sau anul de apariție (în cifre arabe) numărul de ordine al numărului de periodic, data numărului, pagina citată sau prima și ultima pagină a fragmentului citat sau a articolului întreg, după cum citează, doar o anumită pagină, fragment, sau un articol în întregime. Cînd lucrarea citată a fost tradusă în lb. română, titlul se scrie în traducere, dar cu mențiunea că lucrarea a fost tradusă și din ce limbă.
7. **Predarea la redacție** a manuscrisului dactilografiat se face în două exemplare, din care un original și o copie. Originalul este însoțit de desenele în tuș pe calc și fotografii cînd este cazul, iar cel de-al doilea exemplar este însoțit de ozalide sau xerocopii ale figurilor în calc sau de al doilea rînd de fotografii, cînd este cazul.
8. Autorul trebuie să **garanteze conținutul științific** al articolului, iar textul prezentat redacției să fie revizuit după dactilografiere, deoarece în timpul fazelor editoriale și tipografice nu îl mai revede, deci nu mai poate interveni în acest text după predarea manuscrisului.
9. Conform regulilor editoriale manuscrisele și figurile — publicate sau nu — nu se mai restituie autorului.
10. **Materialele**, prezentate conform regulilor de mai sus, se primesc **la redacția revistei** „Construcția de mașini", la următoarea adresă :

OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI

Redacția revistei „Construcția de mașini" Calea Victoriei 133, Sector 1, clădirea mică, parter, cod 71102 BUCUREȘTI, Oficiul poștal 22, Căsuța poștală 22—125.

11. Orice informație și referință se pot obține la telefoanele : 59.71.35 sau 50.31.30 (direct) și 50.40.90/253 sau 274, redactor șef ing. TEODOSIA OPRESCU, redactor: ȘERBAN TEODORESCU.
12. Materialul va fi însoțit — obligatoriu — de o adeverință semnată de conducerea instituției unde activează autorul, specificînd respectarea legilor în vigoare cu privire la păstrarea secretului.
13. Va fi însoțit și de **rezumatele lucrării** în lb. română, franceză, engleză, rusă și germană.

OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ
pentru
INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI

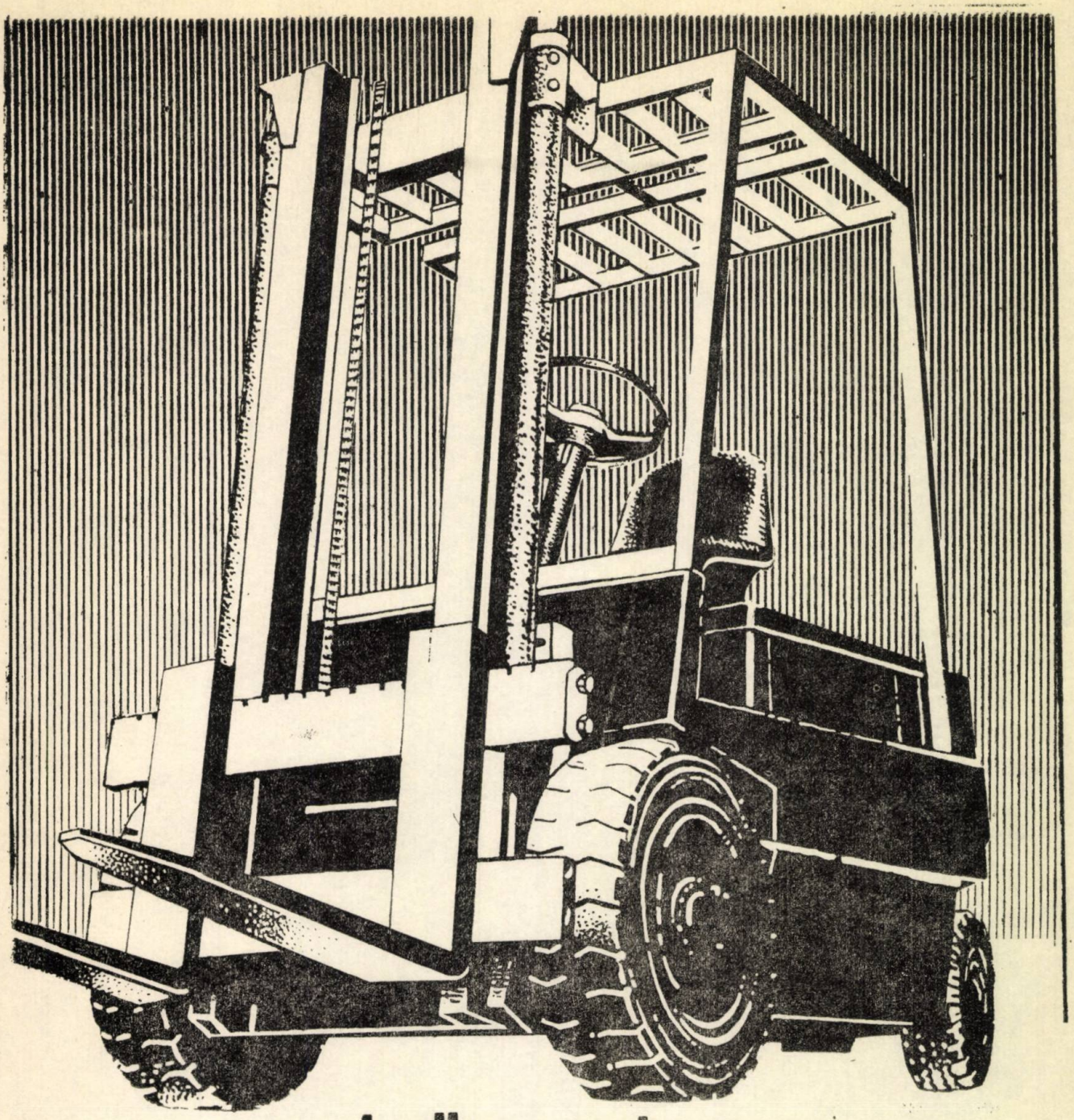
difuzează în anul 1989

materiale de informare despre realizări din țară și din străinătate privind preocupările actuale în domeniul construcțiilor de mașini, de ex.: programul energetic, valorificarea surselor proprii de materii prime, calitatea produselor, economisirea materiilor prime și reciclarea deșeurilor, productivitatea muncii etc.

Materialele sînt grupate în serii:

Simbolul	Denumirea seriei
	REALIZĂRI ALE CERCETĂRII ROMÂNEȘTI
RCM	Revista „Construcția de **mașini**"
ID	INFORMARE DOCUMENTARĂ asupra nivelului progresului tehnic pe plan mondial în **industria** construcțiilor de mașini
	Informări pentru cadre de conducere:
IDCM	Informare documentară în construcția de mașini
IDCM-C	Informare documentară în construcția de mașini — conjunctură
IDCM-E	Informare documentară în construcția de mașini-energie
IDCM-O	Informare documentară în construcția de mașini-organizare
IDCM-PM	Informare documentară pentru protecția muncii
	Informări pentru specialiști:
IDT	Informare documentară în turnătorii
IDTT	Informare documentară pentru tratamente termice
IDPP	Informare documentară pentru prelucrări prin deformare plastică
IDS	Informare documentară pentru sudori
IDPP	Informare documentară pentru prelucrări la rece
IDCC	Informare documentară pentru calitate și control
IDMK	Informare documentară pentru prognoză și marketing
IDAR	Informare documentară pentru automatizare, robotizare
IDRC	Informare documentară privind reducerea consumurilor de materiale și energie

Simbolul	Denumirea seriei
	SINTEZE DOCUMENTARE privind **nivelul tehnic pe plan mondial** în industria construcțiilor de mașini
SID	Noutăți în diverse domenii
	REALIZĂRI ALE UNITĂȚILOR MICM
CO,	**Cataloage de fișe tehnice**
CTN,	de produse, tehnologii și mecanizări,
CMA,	automatizări autoutilări,
CA,	SDV-uri
PTN,	Realizări deosebite, omologări stan-
SE,	darde etc.
CSSM,	Realizări în sudare
RSM,	Echipamente de sudare
CES,	Produse tipizate, descrieri de
CTO, CT	tehnologii
	DOCUMENTE NORMATIVE
BI	Buletinul intern **MICM**
NT	Normative tehnice
LPCM, R	Liste de prețuri în construcția de mașini, **reduse**
ITC	Indicatoare tarifare de calificare
NPM	Normative și ghid de protecția muncii în construcția de mașini
	MATERIALE DOCUMENTARE **în ajutorul proiectării și al producției**
	CERCETĂRI COMPLEXE DE INFORMARE ȘTIINȚIFICĂ ȘI TEHNICĂ
CCIST-R și P	Cercetări retrospective și continui
SIDCM-A și B	Sistemul de informare documentară automatizat, pentru articole de revistă și brevete



CÎTEVA MOTIVE PENTRU A VĂ OPRI CU ALEGEREA ASUPRA CĂRUCIOARELOR ELEVATOARE STIVUITOARE ELECTRICE PE 4 ROȚI „DRUJBA"

Cărucioarele de manipulare de care aveți nevoie.
Nu forța, ci inteligența le conferă valoarea.

- interschimbabilitate totală a ansamblelor elevatoare, echipament-roți, motoare electrice de diferite puteri
- posibilitate de modificări structurale speciale
- construcție în game complete, rezultatul unei concepții modulare
- putere energetică ridicată

balkancarimpex

DRUJBA–1 DRUJBA–2 și DRUJBA–3

- capacitate de încărcare – 1250, 1600, 2000, 2500, 3000, 3200 și 3500 kg
- înălțime de ridicare – 2800, 3300, 4000, 4500 și 5200 mm
- anvelope din cauciuc masive sau superelastice, pneumatice

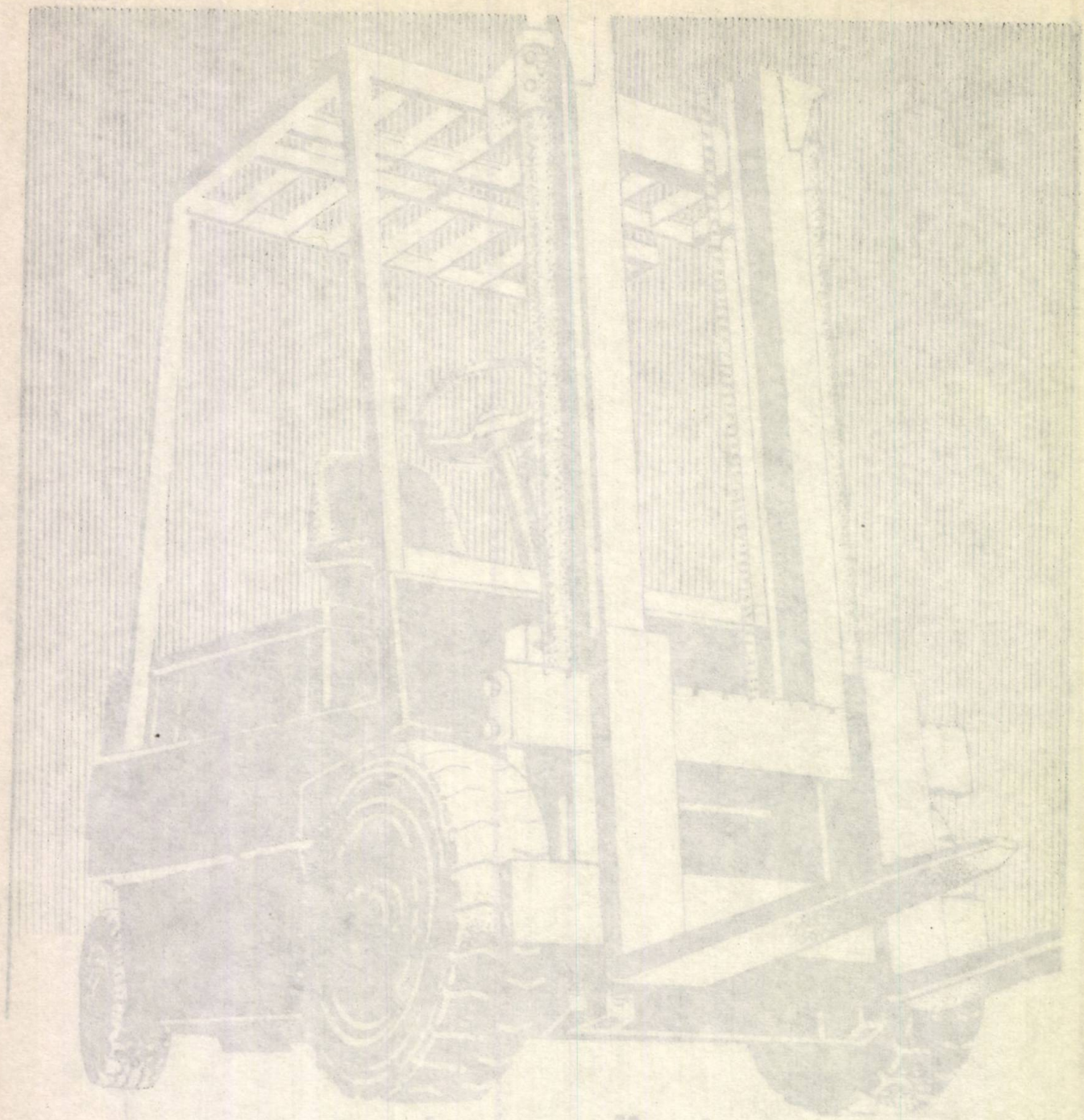
Productivitatea este o calitate foarte importantă. Dar aceasta nu reprezintă totul ! Noi vă propunem în plus securitatea la locul de muncă.

Uniunea economic
BALKANCAR
Bulgaria, 1618 Sofia,
Bd. „Deveti septemvri" 126
Telefon : 55-00-21,
Telex : 22061/2

Societatea comercială
BALKANCARIMPEX
Bulgaria, 1040 Sofia,
Bd. „Kliment Ohridski" 18
Telefon : 75-301, Telex :
23023, 23175, 23431/2

balkancar

PUBLICOM



1998 JAN 2 5

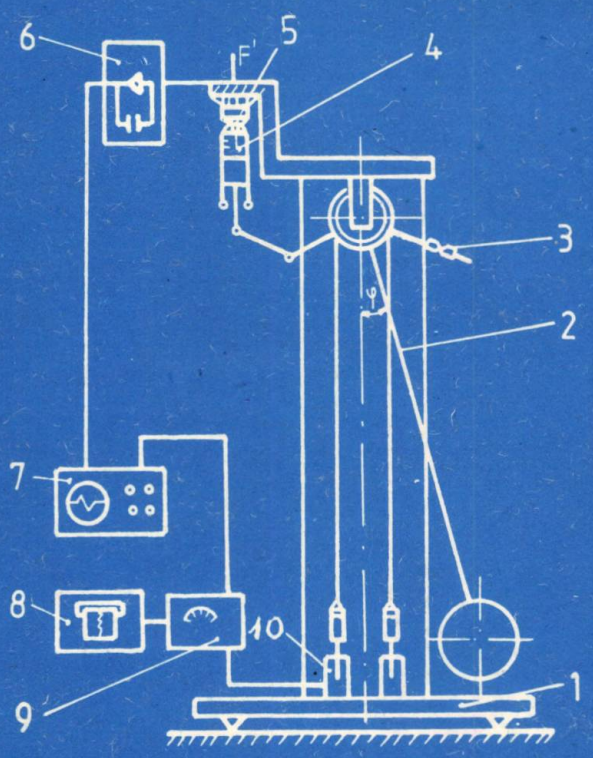
E 3279

GSE

R 1989 -09- 19

REFERATIVA

CONSTRUCTIA DE MASINI



- Elemente constructive de mecanică fină
- Echipamente hidropneumatice
- Traductoare şi aparate

BUCUREŞTI ■ XXXXI ■ MAI ■ 1989

5

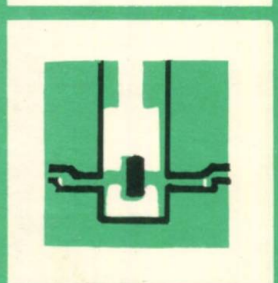
M. I. C. M. — I. C. C. M.
OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ
pentru
INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
- 71102 Calea Victoriei 133, s. I, București, OP. 22
tel. 50.31.30

UN SPRIJIN PREȚIOS

in activitatea dv. obțineți prin informațiile difuzate de O.I.D pentru industria construcțiilor de mașini

pentru
TURNĂTORI

pentru
TRATAMENTIȘTI



pentru
FORJORI
MATRITERI

pentru
STRUNGARI
FREZORI

pentru
SUDORI

Găsiți soluții tehnice eficiente pentru reducerea consumurilor de materiale și de energie, posibilități de creștere a productivității muncii, în formații pentru elaborarea prognozelor și determinarea perspectivelor.

I. C. T. C. M.
PENTRU O.I.D. — I.C.M.
CONT BANCA 30.16.7.01.01.
B.N. R.S.R. filiala Sector 4
BUCUREȘTI
Șos. Olteniței nr. 103, Sector 4
Cod 75651

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
EDITOR : OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
ANUL XXXXI, 5, mai, 1989

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS HÍRADÓ

CUPRINS

Elemente constructive de mecanică fină

DEMIAN, T., PASCU, A., GRECOV, DANA : **Aspecte tehnologice privind realizarea lagărelor radiale autoportante, cu canale spirale** 217

DEMIAN, T., TUDOR, D., NIȚĂ, A. : **Motoare pas cu pas de gabarit mic utilizate în construcția unui picup tangențial** 219

TUDOR, D. : **Asupra unor soluții pentru compensarea erorilor în sistemele de poziționare** 223

IONESCU-MUSCEL, SILVIA : **Cercetarea amortizoarelor folosite la stabilizatoarele de viteză** 226

DEMIAN, T., CURIȚA, I., DOICU, A. : **Asupra calculului și experimentării lagărelor cu mercur** 229

GRECU, E., RIZESCU, C.I. : **Considerații privind determinarea unor elemente cinematice și calitatea imprimării la miniimprimantele prin impact** 232

Echipamente hidropneumatice

DEMIAN, T., TUDOR, D., HERA, ADRIANA : **Trasarea profilului danturii rotor-stator la motoarele hidraulice lente fabricate în România** 237

ALEXANDRESCU, N., TUDOR, D., HERA, ADRIANA : **Determinarea parametrilor de viteză unghiulară și moment motor ai hidromotoarelor lente tip orbital** 240

CIOBANU, E. : **Cercetări privind forțele în regim dinamic la un distribuitor cu sertăraș plan** 244

ALEXANDRESCU, N. : **Amplificator electro-hidraulic cu reacție mecanică** 251

DEMIAN, T., NIȚĂ, A.M. : **Realizarea unor noi pompe peristaltice de tip sinusoidal, p. II** 256

Traductoare și aparate

MICU, C., BUCȘAN, C., CERĂCEANU, D., WESELOVSCHI, B. : **Contoare cu roți dințate ovale pentru lichide** 260

CURIȚA, I., KOSTRAKIEVICI, S., DOICU, A. : **Considerații privind proiectarea unor traductoare de presiune cu mărci tensometrice** 263

CURIȚA, I., KOSTRAKIEVICI, S., DOICU A. : **Asupra unor aspecte de calcul privind traductoarele miniaturale de presiune cu diafragmă, integrate pe siliciu** 269

Revista apare sub îndrumarea
Consiliului științific al Institutului Central pentru Construcții de Mașini

Redactor șef : ing. Teodosia Oprescu
Redactor : Șerban Teodorescu
Coordonator : asist. dr. ing. Valeriu Banu

SUMARE

CZ : 621—233
621.822

Demian, T., Pascu, A., Grecov, Dana : **Aspecte tehnologice privind realizarea lagărelor radiale autoportante, cu canale spirale**

După discutarea particularităților de care trebuie ținut cont la alegerea tehnologiei de realizare a canalelor spirale pentru lagărele radiale autoportante, sînt prezentate rezultate originale privind utilizarea fotogravării pe suprafața cilindrică. Figuri și diagrame, în text, ilustrează rezultatele obținute.

Construcția de mașini, 41 (1989), nr. 5, 4 fig., 3 ref. bibl.

CZ : 621.313.13

Demian, T., Tudor, D., Niță, A. : **Motoare pas cu pas, de gabarit mic, utilizate în construcția unui pick-up tangențial**

În lucrare se prezintă soluția constructivă și elementele de calcul pentru un pick-up tangențial antrenat cu motoare pas cu pas fabricate în țară și amortizarea mișcării de coborîre a liftului brațului de pick-up.

Construcția de mașini, 41 (1989), nr. 5, 7 fig., 2 ref. bibl.

CZ : 621—52

Tudor, D. : **Asupra unor soluții pentru compensarea erorilor în sistemele de poziționare**

Se prezintă unele posibilități electronice și mecanice pentru compensarea erorii de poziție, elementele de calcul și soluțiile constructive recomandate la corectarea erorii dispozitivelor pentru reglat poziția.

Construcția de mașini, 41 (1989), nr. 5, 4 fig., 2 ref. bibl.

CZ : 621—752.3

Ionescu-Muscel, Silvia : **Cercetarea amortizoarelor folosite în stabilizatoarele de viteză**

În lucrare se prezintă un stand experimental cu ajutorul căruia s-a evidențiat caracterul neliniar al forței de frecare dezvoltate în amortizorul de tip cu piston, cu aer, cu capilar. Se propune utilizarea noțiunii de rezistență activă echivalentă și metoda de determinare experimentală a acesteia.

Construcția de mașini, 41 (1989), nr. 5, 8 fig., 3 ref. bibl.

CZ : 621—233
621.822

Demian, T., Curița, I., Doicu, A. : **Asupra calculului și experimentării lagărelor cu mercur**

În lucrare se prezintă un stand și o metodă, de concepție proprie, pentru stabilirea elementelor auxiliare, necesare determinării parametrilor caracteristici ai lagărelor cu mercur.

Construcția de mașini, 41 (1989), nr. 5, 2 fig., 3 tab., 3 ref. bibl.

CZ : 621.313.13 : 621—231

Grecu, E., Rizescu, C.I. : **Considerații privind determinarea unor elemente cinematice și calitatea imprimării la miniimprimantele prin impact**

În lucrare este prezentat modul în care se determină turația motorului de c.c. ce antrenează mecanismul de imprimare prin impact al unei miniimprimante de birou, ținînd seama de elementele geometrice ale mecanismului, de productivitate, materiale, timpi de contact etc. Se fac referiri și la calitatea imprimării.

Construcția de mașini, 41 (1989), nr. 5, 5 fig., 5 ref. bibl.

CZ : 621.22

Demian, T., Tudor, D., Hera, Adriana : **Trasarea profilului danturii rotor-stator la motoarele hidraulice lente fabricate în România**

Se prezintă o metodă analitică asistată de calculator pentru trasarea profilului danturii rotor-stator la motoarele hidraulice lente, în scopul execuției acesteia cu ajutorul mașinilor-unelte cu comandă numerică.

Construcția de mașini, 41 (1989), nr. 5, 6 fig., 2 ref. bibl.

CZ : 621.22

Alexandrescu, N., Tudor, D., Hera, Adriana : **Determinarea parametrilor de viteză unghiulară și moment motor ai hidromotoarelor lente de tip orbital**

Se prezintă relațiile de calcul și diagramele de variație a volumului geometric, a vitezei și momentului motor pentru hidromotoarele lente de tip orbital.

Construcția de mașini, 41 (1989), nr. 5, 7 fig., 2 ref. bibl.

CZ : 621—31

Ciobanu, E. : **Cercetări privind forțele în regim dinamic la un distribuitor cu sertăraș plan**

Lucrarea are ca obiect studiul forțelor necesare acționării în regim de deplasare sinusoidală a sertărașului plan de la un distribuitor hidrostatic. Construcția distribuitorului și modul de lucru al acestuia se prezintă în cadrul montajului utilizat pentru efectuarea măsurărilor cu ajutorul unei aparaturi electronice moderne de măsură și înregistrare. În partea finală a lucrării, diagramele trasate la plotter (a expresiilor forței totale și a componentelor sale) sînt comparate cu rezultatele obținute experimental ; se constată o bună concordanță.

Construcția de mașini, 41 (1989), nr. 5, 5 fig., 3 ref. bibl.

CZ : 621.3—83 : 621.22

Alexandrescu, N. : **Amplificator electro-hidraulic cu reacție mecanică**

În lucrare se prezintă un echipament electrohidraulic capabil de a realiza un ridicat raport de amplificare (peste 6000). El permite controlul și reglarea unei puteri hidraulice de înaltă valoare, instalată la orificiul său de alimentare, prin acționarea după program cu un motor electric de foarte joasă putere (1,25 W). Prin intermediul reacției mecanice proprii debitul furnizat este proporțional cu unghiul de defazaj rezultant între unghiul programat și efectuat de motorul electric și unghiul generat de execuție și devine nul cînd cele două unghiuri sînt riguros egale. În acest mod pot fi programate pozițiile de oprire ale motorului hidraulic și obținute precizii foarte bune de poziționare, cerințe funcționale impuse în special la acționarea roboților industriali.

Construcția de mașini, 41 (1989), nr. 5, 5 fig., 4 ref. b bl.

CZ : 621.65/.69

Demian, T., Niță, A.M. : **Realizarea unei noi pompe peristaltice de tip sinusoidal, p. II**

În lucrare sînt prezentate caracteristicile funcționale și performanțele unei pompe peristaltice de tip sinusoidal, în cazul acționării cu motor pas cu pas și servomotor.

Construcția de mașini, 41 (1989), nr. 5, 2 fig., 2 tab., 1 ref. bibl.

CZ : 621.317.78

Micu, C., Bucșan, C., Cerăceanu, D., Weselovschi, B : **Contoare cu roți dințate ovale pentru lichide**

Lucrarea tratează probleme legate de geometria roților dințate ovale utilizate în construcția contoarelor volumetrice pentru lichide, precum și calculul volumului de fluid vehiculat printr-un astfel de contor.

Construcția de mașini, 41 (1989), nr. 5, 5 fig., 3 ref. bibl.

CZ : 621.314.1

Curița, I., Kostrakievici, S., Doicu, A. : **Considerații privind proiectarea unor traductoare de presiune cu mărci tensometrice**

Problema optimizării formei secțiunii tubului — elementul sensibil al traductorului de presiune — precum și a amplasării judicioase a mărcilor tensometrice pe pereții subțiri ai acestuia reclamă, în mod imperios, cunoașterea prealabilă a distribuției deformațiilor specifice pe suprafața mediană a elementului elastic solicitat de presiunea fluidului de lucru. Studiul elaborat în acest sens, de concepție proprie, care a necesitat apelarea la teoria plăcilor curbe subțiri (pînze), formează obiectul acestei lucrări.

Construcția de mașini, 41 (1989), nr. 5, 9 fig., 5 ref. bibl.

CONTENTS

DC : 621—233
621.822

Demian, T., Pascu, A., Grecov, Dana : **On the technology of spiral-grooved journal gas bearing**

The caracteristic features of the manufacturing of spral grooves are discuted and some results concerining the aplication of chemical eatching on a cylindrical surface are presented. Profil diagrams and photos ilustrate the results

Construcţia de maşini, 41 (1989), Nr. 5, 4 figs., 2 bibl. paps.

DC : 621.313.13

Demian, T., Tudor, D., Niţă, A.M. : **Stepping motors which are utilised for tangential pick-up**

The paper deals with the design versions and the calculus elements of a tangential pick-up operated by a stepping motor, made in our country. It is also presented the damping down movement of the arm elevator for a pick-up.

Construcţia de maşini, 41 (1989), Nr. 5, 7 figs., 2 bibl. paps.

DC : 621—52

Tudor, D. : **The error position compensation in fine mechanics**

The paper deals the possibility of electronical and mechanical compensation of position error by default, mathematical and designer forms, for control position device error's corrections.

Construcţia de maşini, 41 (1989), Nr. 5, 4 figs., 2 bibl. paps.

DC : 621—752.3

Ionescu-Muscel, Silvia : **Investigating dampers used in speed stabilizers**

In the present work, an experimental stand is presented by means of which the non-linear character of the rubbing force stood out being developed the piston, air and capillary type damper. Using the equivalent active resistance notion and the experimental method of determining it.

Construcţia de maşini, 41 (1989), Nr. 5, 8 figs., 8 bibl. paps.

DC : 621—233
621.822

Demian, T., Curiţa, I., Doicu, A. : **About some computational and experimental aspecte in mercury bearings**

This paper presente an experimental stand and an original methods used in the determination of additional elemnts, necessary to the determination of the characteristic parametres of the mercury bearings.

Construcţia de maşini, 41 (1989), Nr. 5, 2 figs., 3 tabs., 3 bibl. paps.

DC : 621.313.13 : 621—231

Grecu, E., Rizescu, C.I. : **Consideration an the determination of some cinematic elements and on the quality of the printing for the miniprinter by impact**

The work presents the way to determine the engine rotation of continous curent by driving the printing mechanisme by impact of an office miniprinter, taking into account the geometrical elements, the productivity, the materials, contact times etc. Mention is made of the printing quality.

Construcţia de maşini, 41 (1989), Nr. 5, 5 figs., 5 bibl. paps.

DC : 621.22

Demian, T., Tudor, D., Hera, Adriana : **Rotor-stator slow-mowing hydraulic motor gear tooth's made in Roumania**

In has been presented an analytical method, assisted by computer, for rotor-stator hydraulic motor gear tooth's designer which has for an object the operating process by numerical control machine tools.

Construcţia de maşini, 41 (1989), Nr. 5, 6 figs., 2 bibl. paps.

DC : 621.22

Alexandrescu, N., Tudor, D., Hera, Adriana : **Calculus of real elements of speed and motor couple of slow-moving hydraulic orbit-motor**

The paper deals a mathematical method and volumetric capacity, speed and motor couple diagram form, for slow-moving, hydraulic orbit-motor.

Construcţia de maşini, 41 (1989), Nr. 5, 7 figs., 2 bibl. paps.

DC : 621—31

Ciobanu, E. : **Researches concerning the forces in the dynamic system for a hidrostatic distribuitor with plane spool**

This paper is intended to study the forces required to actuate the hydrostatic distributor with plane spool into on up and down movement. The distributor construction and its working regime are presented in the wireing diagram used to perform the measurements with an advanced electronic equipment. In the final part of the paper the theoretically established plotter diagrams of the total force components are compared with the experimental results.

Construcţia de maşini, 41 (1989), Nr. 5, 5 figs., 3 bibl. paps.

DC : 621.3—83 : 621.22

Alexandrescu, N. : **Electrohydraulic amplifier with mechanical feedback**

An electrohydraulic device with a big amplification rate (over 6.000) is presented in this paper. The flow rate is proportional with the deviation between the step by step motor angle and the actuator angle, and becomes-zero when these two angles are the same. In this way the hydraulic motor can be stop with minimum clerance in the programed positions. The amplifier can be used with succes in the actuation systems of industrial robots.

Construcţia de maşini, 41 (1989), Nr. 5, 5 figs., 4 bibl. paps.

DC : 621.65/.69

Demian, T., Niţă, A.M. : **Production of a new sineacting peristaltic pumps**

The paper deals with the functional performance of the sineacting peristaltic pump achieved by the fine mechanics staff. The driven belongs to a step by step electric motor or to a electric servomotor.

Construcţia de maşini, 41 (1989), Nr. 5, 2 figs., 2 tabs., 1 bibl. paps.

DC : 621.317.78

Micu, C., Bucsan, C., Cerăceanu, D., Weselovschi, B : **The paper refers to the geometry of the oval gears used in volumetric flowmeters construction and it also presents the calculation of the volume of liquid that passes such a flow-meter.**

Construcţia de maşini, 41 (1989), Nr. 5, 5 figs., 3 bibl. paps.

DC : 621.314.1

Curiţa, I., Kostrakievici, S., Doicu, A. : **Problems in design of pressure transducers with strain gauge**

The problems of shape optimization in the tube cross — section — the pressure transducers sensing element — and the strain gauges positioning on the thin the wall, require the à priori determination of specific crook distribution on the medium surface of the elastic element required to the working flow pressure. This original study concerning these problems is based on the croocked thin plate theory.

Construcţia de maşini, 41 (1989), Nr. 5, 9 figs., 5 bibl. paps.

DC : 621.314.1

Curiţa, I., Kostraievici, S., Doicu, A. : **About some computational aspects in pressure transducers with diaphragm**

This paper presents an original method used in the determination of strain distribution in diaphragms with circular simetry. The method is used for the optimal positioning of strain gauge.

Construcţia de maşini, 41 (1989), Nr. 5, 5 figs., 6 bibl. paps.

SOMMAIRES

CD : 621—233
621.822

Demian, T., Pascu, A., Grecov, Dana : **Aspects technologiques concernant la réalisation des paliers radiaux autoportants, à canaux en spirale**

Une fois établies les particularités dont il faut tenir compte au choix de la technologie de réalisation des canaux en spirale pour les paliers radiaux autoportants, on y présente les résultats originaux concernant l'utilisation de la photogravure sur une surface cylindrique. Les résultats sont illustrés par des figures et des diagrammes.

Construcţia de maşini, 41 (1989), no. 5, 4 fig., 3 réf. bibl.

CD : 621.313.13

Demian, T., Tudor, D., Niţă, A.M. : **Moteurs pas à pts miniaturisés, utilisés dans un pick-up tangentiel**

Cet ouvrage présente la solution constructive et les éléments de calcul pour un pick-up tangentiel qui utilise un moteur pas à pas-fabrication indigeneaussi bien que l'amortissement du mouvement de la descente du bras de pick-up.

Construcţia de maşini, 41 (1989), no. 5, 4 fig., 2 réf. bibl.

CD : 621—52

Tudor, D. : **Compensation des ereurs dans la mechanique fine**

On presente les posibilités méchaniques et electroniques des elements de calcul et des solutions constructifs pour compenser les ereures de positions.

Construcţia de maşini, 41 (1989), no. 5, 7 fig., 2 réf. bibl.

CD : 621—752.3

Ionescu-Muscel, Silvia : **Recherche des amortisseurs employés dans les stabilisateurs de vitesse**

Dans ce travail on présente un stand expérimental au moyen duquel on a révélé le caractére non — linéaire de la force de frottément développée dans l'amortisseur du type à piston, à air, à tube capillaire. On propose l'utilisation de la notion de résistance active équivalente et la méthode expérimentale de la déterminer.

Construcţia de maşini, 41 (1989), no. 5, 8 fig., 3 réf. bibl.

CD : 621—233
621.822

Demţan, T., Curiţa, I., Doicu, A. : **Sur le calcul et l'expérimentation des paliers à mercure**

Dans l'ouvrage on présente un stand et une méthode, de conception propre, pour l'établissement des éléments auxiliaires, nécessaires à la détermination des paramètres caractéristiques aux paliers à mercure.

Construcţia de maşini, 41 (1989), no. 5, 2 fig., 3 tab., 3 réf. bibl.

CD : 621.313.13 : 621—231

Grecu, E., Rizescu, C.I. : **Considerations sur la determination des élèments cinematiques et de la qualité d'impression au miniimprimante par impact avec des caractères selectionnées commandées par electroaimants**

On présente une méthode pour la determination de la vitesse sur charge d'un moteur c.c. qui entraine le mécanisme d'une miniimprimante par impact comptetenu des élèments géometriques du mécanisme, productivité, materiaux, temps du contact etc. On fait des références sur la qualité d'impression.

Construcţia de maşini, 41 (1989), no. 5, 5 fig., 5 réf. bibl.

CD : 621.22

Demţan, T., Tudor, D., Hera, Adriana : **Trasage electronique du profil rotor-stateur pour des moteurs hidraulique lents, fabriqués en Roumanie**

On presente une metode analityque, assitée de computer a dessiner les profil rotor-stator pour les moteurs hidraulique lents dans le but d'execution sur les machines à comande numerique.

Construcţia de maşini, 41 (1989), no. 5, 6 fig., 2 réf. bibl.

CD : 621.22

Alexandrescu, N., Tudor, D., Hera, Adriana : **La détérmination des paramètres réels de la vitesse et du moment pour les moteurs hidrauliques, type orbitale**

On présente les relations de calcul et les diagrames pour les variation volumiques de la vitese et du moment pour les moteurs hidrauliques type orbitale.

Construcţia de maşini, 41 (1989), no. 5, 7 fig., 2 réf. bibl.

CD : 621—31

Ciobanu, E. : **Récherches sur les forces en régime dinamique à un distributeur avec tiroir-plan**

L'ouvrage présente l'étude de forces nécessaires pour l'actionnement en régime de déplacement sinusoidal du tiroir plan pour les distributeurs hydrostatiques. La construction du distributeur et son mode de travail sont présentées dans le montage utilisé poure la réalisation du mésurage à l'aide d'une appareillage électronique moderne de mésure et enregistrement. Dans la partie finale d'ovrage, les diagrammes tracées à plotter aprés l'expressions de la force totale et des components de la force totale sont comparées avec les résultats expérimentales et on constate une bonne concordance.

Construcţia de maşini, 41 (1989), no. 5, 5 fig., 3 réf. bibl.

CD : 621.3—83 : 621.22

Alexandrescu, N. : **Amplificateur éléctro-hydraulique avec réaction mécanique**

L'ouvrage présente un equipement éleéctro-hidraulique capable de réaliser un grande rapport d'amplification (plus de 6000). Celui-ci permet le controle et le réglage d'une puissance hydraulique de haute valeur, qui est instalée au son oriffice d'alimentation par la mise en mouvement d'après un programme, avec un moteur éléctrique de très basse puissance. Par l'entremise de la réaction mécanique propre, le débit fourni est proportionnel avec l'angle de défasage résultant entre l'angle programmé et réalisé par le motéur éléctrique et l'angle produit par l'éxécution et il devienne nul quand les deux angles sont egaux. De cette manière on peut programmer les positions d'arrét du motéur hydraulique et obtenir des précisions très bons de positionage ; ce sont des exigences fonctionelles imposées en particulier dans la mise en mouvement des robots industriels.

Construcţia de maşini, 41 (1989), no. 5, 5 fig., 4 réf. bibl.

CD : 621.65/.69

Demţan, T., Niţă, A.M. : **La réalisation d'une nouvelle pompe péristaltique de type sinusoidal**

L'ouvrage présente les caractéristiques fonctionelles et les pérformances d'une pompe peristaltique de type sinusoidal actionée par moteur éléctrique pas à pas et servomoteur.

Construcţia de maşini, 41 (1989), no. 5, 2 fig., 2 tab., 1 réf. bibl.

CD : 621.317.78

Micu, C., Bucşan, C., Cerăceanu, D., Weselovschi, B : **Compteurs avec noues dentées ovales pour des liquides**

Le travaïl présente la geometrie des ovales utilisées dans la contsruction des compteurs volumetrique pour des liquides, ainsi que le calcule du volume du liquide qui passe par cet compteur.

Construcţia de maşini, 41 (1989), no. 5, 5 fig., 3 réf. bibl.

INHALTSVERZEICHNIS

DK : 621—233
621.822

Demian, T., Pascu, A., Grecov, Dana : **Technologische Erfahrungen betreffend die luftgeschmierte spirallrillen Querlager**

Die wichtigsten Eigenheiten der Technologie der Spirallrillen für dynamisch arbeitende Lager werden besprochen. Die eigene Erfahrungen betreffend die Herstellung einer solche Geometrie durch ein chemischen Photoâtzverfahren sind vorgestellt.

Construcţia de maşini, 41 (1989), Nr. 5, 4 Bild., 3 Lit.

DK : 621.313.13

Demian, T., Tudor, D., Niţă, A.M. : **Die Benuntzen der Schrittmotoren ben Tangentialtonabnehmer**

Im Artikel ist dargestellt eine Konstructionslosung und die Berechnung fur ein tangentialtonabnehmer mit Schrittmotoren die in Rumänien hergestellt sind.

Construcţia de maşini, 41 (1989), Nr. 5, 7 Bild., 2 Lit.

DK : 621—52

Tudor, D. : **Die Ausgleichung der Fehlers im Feinmechanik**

Ist dargestellt einige mechanische und electronische Möglichkeiten fur die Ausgle'chung des Stellungfehlers, Berechnung und Konstruktionslosungen fur die Ausgleichung diese Fehler.

Construcţia de maşini, 41 (1989), Nr. 5, 4 Bild., 2 Lit.

DK : 621—752.3

Ionescu-Muscel, Silvia : **Die Forschung der Dämpfer Stabilisatoren für den Filmgleichlauf**

In dieser Arbeit wird ein experimenteller Stand beschrieben, mit derem Hilfe den ungeradlinigen Charakter der vom mit Kolben-Luft und Kappillardämpfer entwickelten Reibungskraft ersichtlich wird. Man nimmt sich vor den Begriff äquivalenter aktiver Widerstand zu benützen und sein experimenteles Bestimmungsverfahzen anzuwenden.

Construcţia de maşini, 41 (1989), Nr. 5, 8 Bild., 3 Lit.

DK : 621—233
621.822

Demian, T., Curiţa, I., Doicu, A. : **Über die Rechnung und Experienmentierung den Merkurlagern**

Im dem Beitrag wurde ein Experimentalaufbau und ein eigenes Verfahren für die Aufstellung den Zusätzlichenelementelen, die für die Bestimmung den Merkurlagern parameters benützt sind, dargestellt.

Construcţia de maşini, 41 (1989), Nr. 5, 2 Bild., 3 Tafs., 3 Lit.

DK : 621.313.13 : 621—231

Grecu, E., Rizescu, C.I. : **Über der Bestimmung der Kinematik und der Druckqualität der impakt — Minidruckgeräte mit durchgewälter Karakter und electromagnetische Antrieb**

In der Arbeit sind die Bestimmung der Rotationsgeschwindiqkeit des gleichschtrom Motors fur den Antriebsmechanisms bei dem Druck durch Impakt der Büro — Minidruckgeräte im Kreis der Bestimmung geometrischen Grössen, Produktivität, Materialen, Kontakt zeiten u.a. dargestellt. Es sind Bestimmungen über der Qualität der Druckfechiqkeit erwehnt.

Construcţia de maşini, 41 (1989), Nr. 5, 5 Bild., 5 Lit.

DK : 621.22

Demian, T., Tudor, D., Hera, Adriana : **Die Zeichnung Zahnradernprofil, Rotor-Stator bei Langsamhidraulischemotoren, die in Rumänien hergestellt sind**

Ist dargestellt eines analitisches Methode fur die Gezeichunung Zahnraderprofil vom Stator-Rotor der langsamhidraulichemotoren, weil ist notig zu hergestellt dieses Profil mit Wergzeugmaschienen mit numerische Steurung.

Construcţia de maşini, 41 (1989), Nr. 5, 6 Bild., 2 Lit.

DK : 621.22

Alexandrescu, N., Tudor, D., Hera, Adriana : **Die Berechnung wirchlihe Parameter von Geschwindikeit und Antriebmoment bei langsamhidraulische ORBIT — Motoren**

Ist dargestellt die Berechnung und Veränderungdiagramm der Geometrischevolumen, Geschwindikeit und Antriebmoment von der langsamhidraulicher ORBIT — Motoren.

Construcţia de maşini, 41 (1989), Nr. 5, 7 Bild., 2 Lit.

DK : 621—31

Ciobanu, E. :

In Beitrag wird studiert dass erforderliche Kräfte für sinusoidale Bewegung des Flachschieher eines hydraulische Ventil. Kunktionsweise und Aufbau das Ventils wird veröffentlicht gemeinsam mit das Montage für Prüfung welche einschließt moderne electronische Meß und registrier Geräte. Die theoretisch ermittelten Diagramen für Kräfte trassiert mit Hilfe des Plotters eines Rechners sind verglichen mit dem experimentele Ergebnise, und eine gute Übereinstimmung feststellen ist.

Construcţia de maşini, 41 (1989), Nr. 5, 5 Bild., 3 Lit.

DK : 621.3—83 : 621.22

Alexandrescu, A. : **Elektrohydraulischer Versterker mit mechanischer Rückwirkung**

In der Arbeit wird ein elektrohydraulisches System dargestellt der eine höchere Versterkung leistet (über 6.000). Er vermitelt die Prüfung und Steuerung einer grosser hydraulischer Leistung an seiner speisung Öffnung und wird dürch ein elektrischen Motor, nidriger Leistung (1,25 W), nach einem Program gesteuert. Dürch dem eigenem mechanischen Rückkreis wird die Proportionalität zwischen Dürchfluss und Winkelverschiebung von dem programierten Winkel und ist Winkel der Arbeitselement geregelt, der gleich Nul wird wen die Zwei Winkel identisch sind. Auf diesem Grunde kann man die Haltestelungen des hydraulischen Motor programieren wo man hoche Genauichkeiten für die Normallage bekommt Erforderung die insbesonder bei Industrie roboter sehr wichtig ist.

Construcţia de maşini, 41 (1989), Nr. 5, 5 Bild., 4 Lit.

DK : 621.65/.69

Demian, A., Niţă, A.M. : **Peristaltische Pumpen von sinusformigen Typ**

Im Beitrag wird eine peristaltische Pumpe von sinusformigen Typ beschrieben. Beschrieben werden ferner die Leistungen des Versuchsmodells.

Construcţia de maşini, 41 (1989), Nr. 5, 2 Bild., 2 Tafs., 1 Lit.

DK : 621.317.78

Micu, C., Bucşan, C., Ceräceanu, D., Weselovschi, B : **Ovalradzähler für die Flüssigkeiten**

Der Beitrag beschäftigt sich mit der Geometrie der ovalen Zahnräder die man in dem Bau der Ovalradzähler für die Flüssigkeiten verwendet und mit der Rechnung der Menge die durch so einen Zähler fliesst.

Construcţia de maşini, 41 (1989), Nr. 5, 5 Bild., 3 Lit.

DK : 621.314.1

Curiţa, I., Kostrakievici, S., Doicu, A. : **Einige Betrachtungen über den Entwurf eines Druckgebers mit tensometrischen Widerständen**

Das Problem der Optimierung des Durchschnites einer Röhre — Grundelement des Gebers — und der rationellen Verteilung der Widerstände auf den Wänden erforlert die genaue Vorkenntnis der Verteilung der spezifischen Verformungen aur der mitlere Oberfläche des elastischen Elements, das durch den Arbeitsflussdruck beansprucht wird. Das in dieser Hinsicht erarbeitete Studium ist ein eigenes Beitrag und gründete sich auf die Theorie der elastischen dünnen Schichten.

Construcţia de maşini, 41 (1989), Nr. 5, 9 Bild., 5 Lit.

СОДЕРЖАНИЕ

ДК: 621.233
621.822

Демян Т., Паску А., Греков Дана: *Технические аспекты процесса изготовления радиальных самонесущих подшипников со спиральными пазами*

Послн рассмотрения характеристик, которые надо учитывать при выборе технологии изготовления спиральных пазов для радиальных самонесущих представлены оригинальные результаты использования фотогравирования на цилиндрической поверхности. Приведенные в текст рисунки и диаграммы иллюстрируют полученные результаты.

Constructţia de maşini, 41 (1989),
н. 5, 4 рис., 3 лит.

ДК: 621.313.13

Демян Т., Тудор Д., Ницэ А.: *Малогабаритные шаговые двигатели, используемые в изготовлении тангенциального проигрывателя*

В работе представлены конструктивное решение и расчетные элементы для тангенциального проигрывателя, приводимого от шаговых двигателей собственного производства, а также амортизация спуска подъёмника плеча проигрывателя.

Constructţia de maşini, 41 (1989),
н. 5, 4 рис., 2 лит.

ДК: 621—52

Тудор Д.: *О некоторых рещениях компенсации погрешностей в системах позиционирования*

Представлены некоторые электронные и конструктивные решения, рекомендуемые при коррекции погрешности приспособлений для регулировки положения.

Constructţia de maşini, 41 (1989),
н. 5, 4 рис., 2 лит.

ДК: 621—752.3

Ионеску-Мусчел Сильвия: *Исследование спусковых приборов, предназначенных для скоростных стабилизаторов*

В работе представлен стенд для испытания спусковых приборов. Исследования показали, что в воздушном капилярном поршневом спусковом приборе сила трения нелинейная. Предлагается метод определения активного эквивалентного сопротивления.

Constructţia de maşini, 41 (1989),
н. 5, 8 рис., 3 лит.

ДК: 621.22

Демян, Т., Тудор Д., Хера Адриана: *Построение профиля зубъев ротора-статора гидравлических тихоходных двигателей, производимых в СРР*

Описывается аналитический метод, осуществляемый при помощи ЭВМ, для построения профиля зубъев ротора-статора гидравлических тихоходных двигателей в целях их изготовления на станках с ЧПУ.

Constructţia de maşini, 41 (1989),
н. 5, 6 рис., 2 лит.

ДК: 621.22

Александреску Н., Тидор Д., Хера Адриана: *Определение параметров угловой скорости и крутящего момента гидравлических тихоходных двигателей орбитального типа*

Приведены соотношения расчета и диаграммы изменения геометрического объема, скорости и крутящего момента для гидравлических тихоходных двигателей орбитального типа.

Constructţia de maşini, 41 (1989),
н. 5, 7 рис., 2 лит.

ДК: 621—233
621.822

Демян Т., Курица И., Дойку А.: *О расчете и исследовании ртутного подшипника*

В работе представлены оригинальный стенд и метод установления дополнительных элементов, необходимых для определения особенных параметров ртутных подшипников

Constructţia de maşini, 41 (1989),
н. 5, 2 рис., 3 табл., 3 лит.

ДК: 621.313.13: 621«231

Греку Е., Ризеску К.И.: *Некоторые соображения при определении кинематческих элементов и качества зарегистрирования на печатающие миниустройства импактным способом и селективным характером с электромагнитным приводом*

В работе описывается способ определения числа оборотов двигателя постоянного тока, приводящего печатающие механизма импактным способом для настольного печатающего устройства учитывая геометрические элементы механизма, производительность, материалы, время контакта и т.д. Деляются выводы на основе качества печатания.

Constructţia de maşini, 41 (1989),
н. 5, 5 рис., 5 лит.

ДК: 621—31

Чобану Е.: *Исследование сил в динамическом режиме в случае распределителя с плоскостным золотником*

Объектом работы является исследование необходимых сил, действующих в режиме синусоидального перемещения плоскостного золотника гидравлического распределителя. Конструкция распределителя и его работа представлены при его сборке для проведения измерений с помощью современной электронной аппаратуры измерения и записи. В конце работы, вынесенные на плоттер диаграммы выражений суммарной силы и составляющих полной силы сравнены с экспериментально полученными результатами устанавливая хорошую соответственность.

Constructţia de maşini, 41 (1989),
н. 5, 5 рис., 3 лит.

ДК: 621.3—83: 621.22

Александреску Н.: *Электрогидравлический усилитель с механической связью*

В работе представлено электрогидравлическое устройство, способствующее создать высокое передаточное отношение (свыше 6000). Оно позволяет произвести контроль и регулировку гидравлической мощности большой величины, установленной у его отверстия для питания работая по программме и при использовании маломощного электродвигателя (1,25 Вт.). Благодаря собственной механической связи расход пропорционален углу сдвига, образованному между заданным и осуществленным электродвигателем углом и углом, полученным при изготовлении и становится нулевым когда эти два угла являются строго равными. Таким образом можно запрограммировать положения остановки гидродвигателя и получить хорошие решения позиционирования, функциональные требования, которые необходимы особенно в приводах промышленных работов.

Constructţia de maşini, 41 (1989),
н. 5, 5 рис., 4 лит.

CZ : 621.314.1

Curiţa, I., Kostrakievici, S., Doicu, A.: **Asupra unor aspecte de calcul privind traductoarele de presiune cu diafragmă**

În lucrare se prezintă o metodă de concepţie proprie privind modul de stabilire a distribuţiei tensiunilor in diafragma cu simetrie circulară. Aceasta serveşte adoptării amplasării optime a rezistenţelor tensometrice.

Construcţia de maşini, 41 (1989), nr. 5, 5 fig., 6 ref. bibl.

CD : 621.314.1

Curiţa, I., Kostrakievici, S., Doicu, A.: **Considérations sur la projection des quelques traducteurs de pression avec marques tensométriques**

La question de l'amélioration de la forme de la section du tube — l'élément sensible du traducteur de pression — aussi bein que d'établissement judicieux des marques tensomèriques sur les parois minces de celui-ci réclame, impérieusement, la connaisance preálable de la distribution des déformations spécifiques sur la surface médiane d'élément élastique, sollicité de la pression du fluide de charge. L'étude élaboré en ce but, de conception propre, lequel a necessité le recours à la théorie des plaques courbes minces (toiles), forme l'objet de cet ouvrage.

Construcţia de maşini, 41 (1989), no. 5, 9 fig., 5 réf. bibl.

CD : 621.314.1

Curiţa, I., Kostrakievici, S., Doicu, A.: **Sur quelques aspects du calcul relativement aux traducteurs de pression avec diaphragme**

Dans l'ouvrage on présente une méthode de conception propre sur la manière d'établissement la distribution des tensions au diaphragme avec symétrie circulaire. Celle-ci sert à l'adoption d'emplacement optime des résistances tensomètriques.

Construcţia de maşini, 41 (1989), no. 5, 5 fig., 6 réf. bibl.

DK : 621.314.1

Curiţa, I., Kostrakievici, S., Doicu, A.: **Über einige rechnerische Verfahren an Druckgeber mit Tellerblende**

Im dem Beitrag wurde ein eigenes Verfahren über die Belastungsverteilung in Tellerblenden mit Kreissymetrie dargestellt. Das wird für die optimale Wahl tensometrischer Widerstände benuzt.

Construcţia de maşini, 41 (1989), Nr. 5, 5 Bild., 6 Lit.

ДК : 621.65/.69

Демян Т., Ницэ А.М.: *Создание нового перистальтического насоса синусоидального типа, часть II*

В работе приведены функциоанальные характеристики и параметры перистальтического насоса синусоидального типа в случае привода шаговым двигателем и сервомотором.

Construcţia de maşini, 41 (1989), н. 5, 2 рис., 2 табл., 1 лит.

ДК : 621.217.78

Мику К., Букшань К., Черэчяну Д., Веселовский Б.: *Счетчики для жидкости с овальными шестернями*

В работе представляется геометрия овальных шестерен счетчиков для жидкости и расчет объема измерительной камеры этих счетчиков.

Construcţia de maşini, 41 (1989), н. 5, 5 рис., 3 лит.

ДК : 621.314.1

Курица И., Костракиевич С., Дойку А.: *Вклад в проектирование датчиков давления с тензометрическими сопротивлениями*

Вопрос оптимизации формы сечения трубы — чувствительного элемента датчика давления — а также оптимальное размещение тензометрических сопротивлений на тонких стенках трубок требуют дополнительного изучения распределения особенных деформаций на среднюю поверхность чувствительного элемента, вызванных рабочей жидкостью. В данной работе представлены результаты оригинального исследования на базе теории тонких пластинок с криволинейным профилем.

Construcţia de maşini, 41 (1989), н. 5, 9 рис., 5 лит.

ДК : 621.314.1

Курица И., Костракиевич С., Дойку А.: *Некоторые задачи расчета датчиков давления с диафрагмой*

В работе представляется оригинальный метод определения способа распределения напряжений на диафрагму с круговой симметрией в целях оптиммального размещения тензометрических сопротивлений.

Construcţia de maşini, 41 (1989), н. 5, 5 рис., 6 лит.

Revista „CONSTRUCŢIA DE MAŞINI", organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini din Republica Socialistă România, Redacţia la : Oficiul de informare documentară pentru industria construcţiilor de maşini, cu sediul în Bucureşti, Calea Victoriei, 133, sector I, telefon 50.31.30 ; sau 59.71.35. Instituţiile pot achita abonamentele în contul de virament ICTCM, 30.16.7.01.01 B.N.—R.S.R., filiala sector IV sau prin mandat poştal la ICTCM, şos. Olteniţei, nr. 105, Bucureşti, sector 4, pentru revista „Construcţia de maşini". Tarif : 150 lei anual. Costul unui exemplar : 12,50 lei Index D.E.P. 41023.

Tiparul : Tipografia „Ploieşti" str. Transilvaniei, nr. 29.

Institutul de Cercetare Ştiinţifică şi Inginerie Tehnologică pentru Industria Construcţiilor de Maşini, înfiinţat încă din anul 1965, are o bogată experienţă în cercetare şi proiectare tehnologică specifică pentru construcţiile de maşini. În cadrul Institutului se desfăşoară trei tipuri de activităţi:

1. Cercetarea de procese tehnologice (metode de fabricaţie) noi în cadrul laboratoarelor special amenajate pentru experimentarea şi optimizarea procedeelor, regimurilor sau reţetelor tehnologice precum şi cercetarea în vederea asimilării în fabricaţia de serie a unor echipamente şi produse noi în domeniile: prelucrări prin aşchiere, ştanţare, ambutisare şi prin tehnologii neconvenţionale, manipulare automată montaj mecanizat şi automatizat, acoperiri de protecţie şi decorative, control activ, interoperaţional şi final.

2. Elaborarea de tehnologii integrate şi sisteme complexe de fabricaţie pentru prelucrarea unor piese sau grupe de piese sau produse, cu adoptarea celor mai eficiente procedee, inclusiv proiectarea maşinilor speciale, dispozitivelor şi sculelor.

3. Execuţia, în limita capacităţilor propriului său atelier, a echipamentelor tehnologice proiectate. Acordarea de asistenţă tehnică pentru punerea în funcţiune la parametrii proiectaţi a proiectelor elaborate.

ICTCM EFECTUEAZĂ:

● Studiul problemelor tehnologice individuale sau legate de realizarea unui anumit produs ; ● Elaborarea de procedee tehnologice noi sau dezvoltarea şi îmbunătăţirea unor tehnologii existente ; ● Experimentarea în laborator şi în producţie a procedeelor elaborate ; ● Întocmirea proiectelor de execuţie pentru liniile, maşinile dispozitivele sau sculele necesare aplicării tehnologiilor elaborate ; ● Întocmirea proiectelor de utilare tehnologică a secţiilor sau atelierelor în care se vor realiza tehnologiile respective ; ● Construcţia în ateliere proprii a utilajelor proiectate ; ● Execuţia de prototipuri de maşini şi dispozitive şi experimentarea acestora în vederea introducerii lor în fabricaţia de serie ; ● Elaborarea de metode de măsură şi control interoperaţii şi final, proiectarea şi executarea utilajelor necesare controlului şi sortării cu diferite grade de automatizare ; ● Proiectarea şi eexcutarea de bancuri de probă pentru studii de laborator şi fabricaţia de serie ; ● Organizarea fabricaţiei, transportului intern şi depozitării în secţiile şi atelierele destinate aplicării noilor tehnologii, planificarea şi urmărirea producţiei ; ● Elaborarea de sisteme pentru automatizarea pregătirii tehnologiei precum şi pentru planificare, lansare şi urmărire cu ajutorul calculatorului electronic ; ● Acordarea de asistenţă tehnică pentru aplicarea procedeelor tehnologice elaborate şi pentru punerea în funcţiune a utilajelor proiectate şi executate; ● Acordarea de licenţe, know-how şi punerea la dispoziţie a documentaţiei de execuţie pentru lucrările executate de institut.

CZ : 621—233
621.822

Aspecte tehnologice privind realizarea lagărelor radiale autoportante, cu canale spirale

Prof. dr. doc. ing. Traian **DEMIAN**, şef lucrări dr. ing. Adrian **PASCU** — Institutul Politehnic Bucureşti
Ing. Dana **GRECOV** — Întreprinderea de Echipamente Periferice Vălenii de Munte

Introducere

După cum se cunoaşte, lagărele radiale cilindrice netede, la care apare fenomenul autoportanţei, au o utilizare practică limitată, datorită instabilităţii lor în funcţionarea la turaţii mari (consecinţă a fenomenului de vîrtej de semifrecvenţă şi amortizării slabe a filmului gazos [1, 2]), precum şi a capacităţii de încărcare reduse. În căutarea unei configuraţii de lagăr care să rezolve cele două probleme, s-au făcut studii asupra lagărelor radiale autoportante cu canale spirale [3]. Prin efectul de pompaj al canalelor, distribuţia de presiuni, mai complexă, din aceste lagăre asigură o stabilitate sporită în funcţionare, iar, datorită faptului că efectul compresibilităţii se manifestă la turaţii mai înalte decît la lagărele netede, se obţine mărirea de cîteva ori a capacităţii de încărcare.

Realizarea unor aplicaţii industriale ale lagărelor cu aer necesită, pe lîngă o proiectare atentă, o alegere judicioasă a materialelor, precum şi metode corespunzătoare de execuţie şi montaj adecvate condiţiilor tehnice pretenţioase.

Lagărele radiale autoportante cu canale spirale ridică problema execuţiei canalelor spirale pe circumferinţa arborelui. Dificultăţile provin din următoarele cauze :

— adîncimea redusă a canalelor, de acelaşi ordin de mărime cu grosimea interstiţiului fuscuzinet (valoare maximă 8 μm) ;

— forma relativ complexă a canalelor (elice pe suprafaţa cilindrică) ;

— peretele lateral al canalelor trebuie să fie bine conturat ;

— structura şi compoziţia materialelor trebuie astfel aleasă încît să asigure compatibilitatea tribologică.

Tehnologia de execuţie a canalelor spirale

Principial, canalele spirale pot fi prelucrate prin mai multe procedeee, dintre care sînt de menţionat : aşchierea, prelucrarea prin rodare cu abraziv liber, sablarea, coroziunea chimică, electroeroziunea cu electrod profilat, prelucrarea cu jet de plasmă şi cu fascicul de electroni etc. Fiecare din aceste tehnologii implică o serie de dispozitive auxiliare pentru generarea mişcării elicoidale, sau scule speciale, respectiv măşti.

Varianta tehnologică la care s-a recurs, în cazul de faţă, o constituie fotogravarea, procedeu care oferă o precizie ridicată, permite abordarea configuraţiilor complexe, iar instalaţiile specifice sînt accesibile. Dificultatea constă în confecţionarea măştii adecvate, care, pentru aplicaţia în discuţie, s-a realizat ca desfăşurată plană a suprafeţei. Clişeul de lucru pentru mască s-a obţinut prin fotografiere şi reducere corespunzătoare la scară a unui desen executat pe coordinatograf. În figura 1 este prezentat clişeul măştii de lucru.

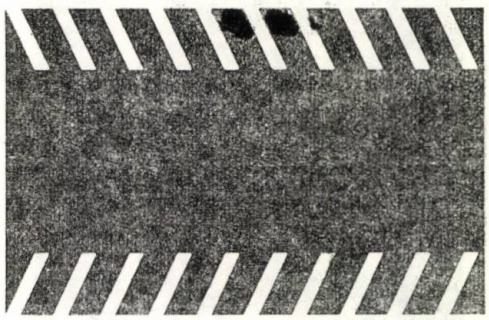


Fig. 1 Clişeul de lucru pentru executarea măştilor (desfăşurat).

Parametrii geometrici ai canelurilor şi ai întregii configuraţii a lagărului au fost modificaţi în raport cu valorile optime, pentru a asigura posibilitatea „îmbinării clişeului" la rularea pe cilindru în zona unei porţiuni care nu este corodată.

Poziţionarea capetelor filmului la îmbinare se face sub microscop, (se obţine o precizie de 0,01 mm), iar lipirea şi fixarea se realizează cu bandă adezivă.

Suprafeţele cilindrice pe care se face fotogravarea au un grad ridicat de finisare (rugozitate sub 0,4 μm). Aplicarea lacului foto-rezist se poate face prin imersare, urmată de o uniformizare prin centrifugare (grosimi de strat de 8—10 μm), sau un procedeu calitativ, superior, prin extracţie laminară care asigură o grosime de circa 2 μm la o viteză de lucru de 2 cm/s.

Probele s-au executat pe două tipuri de materiale : crom dur (depus în prealabil pe arborii din OLC 45) şi oţel special RUL. În primul caz s-a urmărit realizarea unor adîncimi de circa 1 μm, iar în cel de-al doilea, adîncimi mai mari

de 6—8 μm. Prin probe s-au stabilit concentrațiile soluțiilor de atac și timpii de lucru corespunzători.

Pentru depunerea de crom, agentul chimic activ a fost acetatul de ceriu, iar pentru oțelul RUL s-a folosit clorura cuprică.

Atît pentru realizarea expunerii măștilor cît și în timpul procesului de atac chimic piesele au fost rotite de un dispozitiv mecanic.

În figura 2 sînt ilustrați doi rotori, pe ai căror arbori cilindrici sînt executate canalele spirale.

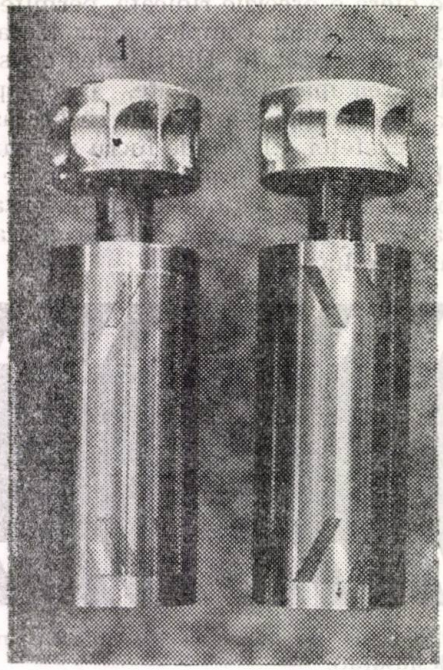


Fig. 2 Rotori cu arborele canelat.
1 — rotor cu depunere de crom dur (adîncime de canal 1 μm) ; 2 — rotor din RUL (adîncime de canal 6 μm)

Profilograme trasate pe un aparat de tip Tallyrond pun în evidență adîncimea individuală a canalelor (fig. 3).

Probe funcționale cu lagărele cu canale spirale

Pentru studiul comportării în funcționare a lagărelor cu canale spirale s-a conceput și realizat un stand (fig. 4). Întrucît s-a urmărit evidențierea stabilității sporite pe care o asigură lagărului canalele spirale, s-a ales o poziție de funcționare verticală. În această poziție excentricitatea relativă este nulă și tendința de instabilitate este maximă.

Antrenarea rotorului s-a realizat pneumatic, prin intermediul unei turbine (v. și fig. 2). Axial, rotorul este sprijinit pe un lagăr cu aer cu alimentare exterioară.

Vizualizarea traiectoriei centrului rotorului și evidențierea instalabilității, manifestată prin apariția vibrațiilor autoîntreținute, s-a obținut

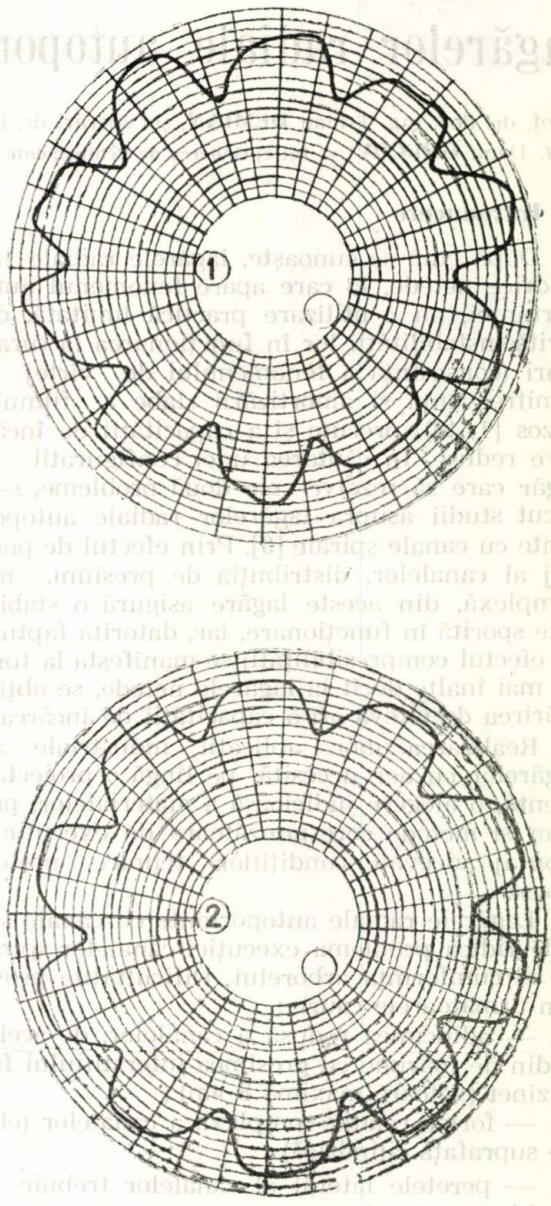


Fig. 3 Profilograme ale canalelor pe circumferința rotorului.
1 — rotor cu depunere de crom ; 2 — rotor din RUL

pe osciloscop, utilizînd semnalele furnizate de două traductoare capacitive tip DISA plasate la 90°.

Determinarea turației se face cu ajutorul unui traductor fotoelectric care lucrează prin reflexie, cuplat cu un numărător.

Pe standul respectiv a fost urmărită, comparativ, comportarea dinamică a arborilor canelați și netezi, în aceleași condiții de geometrie a interstițiului (jocul relativ 1/1000), evidențiindu-se stabilitatea net superioară a rotorilor cu canale spirale.

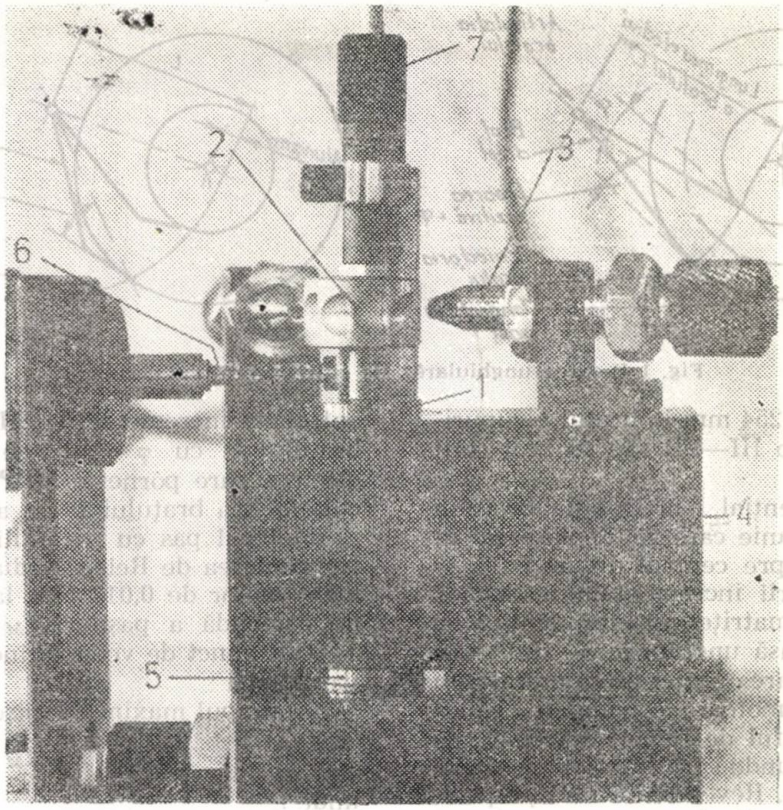


Fig. 4 Standul pentru probe funcționale ale lagărelor cu canale spirale.
1 — cuzinet (neted) ; 2 — turbina de antrenare a rotorului ; 3 — ajutaj ; 4 — bloc suport ; 5 — lagăr axial gazostatic ; 6 — traductor de deplasare capacitiv ; 7 — traductor fotoelectric.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Demian, T., Pascu, A.* : Lagăre și ghidaje pentru aparate. Editura Academiei R.S.R., 1980.
[2] *Constantinescu, V.N.* : Aplicații industriale ale lagărelor cu aer. Editura Academiei R.S.R., 1968.
[3] *Demian, T., Pascu, A., Grecov, Dana* : Lagăre radiale autoportante cu canale spirale Buletinul I.P.B., 1988, Seria Mecanică.

CZ : 621.313.13

Motoare pas cu pas de gabarit mic utilizate în construcția unui picup tangențial

Prof. dr. doc. ing. Traian **DEMIAN**, conf. dr. ing. Tudor **DUMITRU**, asist. ing. Nițâ **AUREL** — Institutul Politehnic București

Este cunoscută funcționarea diferită a brațului picupului față de modul de gravare a discului. Astfel, dacă, la realizarea matriței de gravare, cuțitul execută o mișcare paralelă în raport cu poziția sa inițială, acul dozei de redare execută o traiectorie diferită de cea de gravare, dependentă de forma și modul de pivotare al brațului picupului.

Majoritatea picupurilor (99,5%) au brațul articulat, care permite o mișcare pe un arc de cerc a acului. Dacă doza de redare este astfel montată, încît axa ei longitudinală să fie coliniară cu axa brațului (fig. 1). condiția de tangență cu șanțul gravat apare într-o singură poziție funcțională. În raport de această poziție, spre interiorul discului, între tangenta și axul brațului, apare un unghi pozitiv , iar spre marginea discului un unghi negativ. Cu cît valoarea acestui unghi este mai mare, cu atît distorsiunile sunetului sînt mai puternice. Pentru micșorarea acestui dezavantaj, la picupurile profesionale, s-au realizat variante constructive

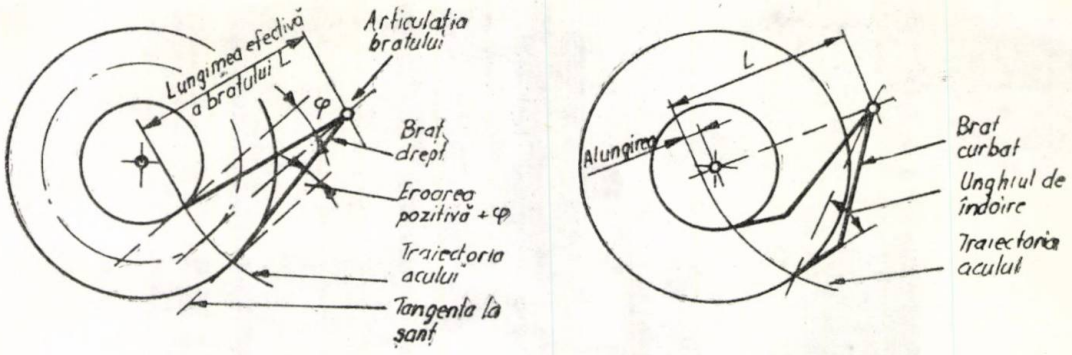


Fig. 1 Eroarea unghiulară de citire a brațului lector.

cu brațul mai lung (254 mm la brațul picupurilor de calitate de tip HI—FI) sau cu braț cotit (fig. 1, b).

La picupul tangențial, articulația brațului se montează pe o sanie care se deplasează în timpul redării, în spre centrul discului.

Datorită deplasării incrementale a saniei, traiectoria gravării matriței nu este identică cu traiectoria acului, însă unghiurile sînt mai mici de 0,5°. Deplasarea saniei este datorată, în general, unor servomotoare comandate automat, atunci cînd vîrful de redare antrenat de șanțul discului pătrunde spre interior cu cîteva zecimi de milimetru. Revenirea acului pe poziția de tangență comandă, de asemenea, automat oprirea servomotorului. Astfel, din moment în moment prin acțiunea servomotorului, poziția de tangență a brațului este mereu corectată.

Prin acest mod de deplasare a brațului, se elimină forțele centripete (forțe de alunecare); la brațele cotite și mecanismele necesare pentru compensarea acesteia și există posibilitatea de a comanda, inclusiv de la distanță, redarea unor pasaje dorite de pe disc.

Servomotoarele utilizate sînt în general de rotație, cu transmisie prin curea, cremalieră, bandă sau șurub și piuliță, realizînd mișcarea de translație a saniei. Există și modele de picupuri tangențiale care utilizează servomotoare liniare. Pornirea și oprirea motorului este datorată unor fototranzistori care lucrează în general prin reflexie.

Pentru deplasarea articulației brațului unui picup, s-a proiectat și executat în Catedra de Mecanică fină din Institutul Politehnic București, un mecanism de picup tangențial compus dintr-o transmisie cu șurub și piuliță (fig. 2), antrenată incremental cu **MPP**. La o deviație a brațului **1** cu $\varphi = 0{,}1°$, se închide un contact electric, care pornește **MPP** și deplasează articulația **A** a brațului **1** în același sens cu acul.

Motorul pas cu pas utilizat, produs la Intreprinderea de Relee Mediaș, dezvoltă un moment motor de 0,012 Nm, la frecvența maximă de comandă a pașilor, $f_M = 180$ p/s.

Din punct de vedere cinematic sînt calculați parametrii :

— timpul maxim de mișcare, T_m,

$$T_M = L_M / v_M = nf$$

unde :

$L_M \left(L_M = \frac{pn}{N} \right)$ reprezintă cursa maximă executată de suportul brațului la cursa de revenire pe poziția inițială de redare (mișcarea repede înapoi) ;

v_M — viteza maximă a suportului a cărei valoare este ;

$$v_M = \frac{p}{N} \cdot f_M = 9 \text{ mm/s}$$

unde $p = 1$ mm reprezintă pasul șurubului ;

$N = 20$, — numărul pașilor de la **MPP** ;

n — numărul impulsurilor electrice transmise **MPP** pentru realizarea cursei maxime.

Pentru deplasarea incrementală a suportului în perioada de redare, se adoptă o frecvență f_r la care MPP poate fi accelerat direct, care se determină din relația :

$$K \cdot \alpha = \frac{1}{2} \cdot \varepsilon \cdot \left(\frac{1}{f_r} \right)^2 \qquad (1)$$

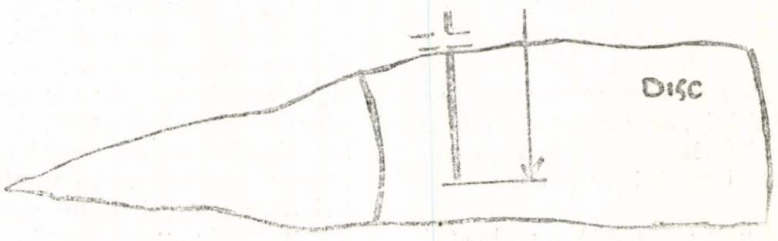


Fig. 2 Schema cinematică de antrenare a brațului de picup.

unde :

$$\varepsilon = \beta \cdot \frac{M_m - M_{rv}}{J_r} \qquad (2)$$

În aceste relații α reprezintă deplasarea unghiulară a motorului accelerat în timpul $t_a = 1/f_r$; M_m — momentul motor corespunzător frecvenței f_r ; M_{rv} — momentul rezistent redus ; J_r — momentul de inerție redus ; β — coeficient de corecție, datorită variației momentului motor M_m; se recomandă $\beta = 0,7 \div 0,8$ și $K = 07 \div 0,9$.

Momentul de inerție redus s-a calculat cu relația

$$J_r = J_m + m\left(\frac{p}{2 \cdot \pi}\right)^2 = 80 \cdot 10^{-7} \text{ kg m}^2$$

iar momentul redus, conform schemei constructive din figura 3, a rezultat la valoarea

$$M_{rr} = M_{P,S} + M_{f_{1A,B}} + F_f \cdot \frac{p}{2 \cdot \pi} \approx 0,002 \text{ Nm}$$

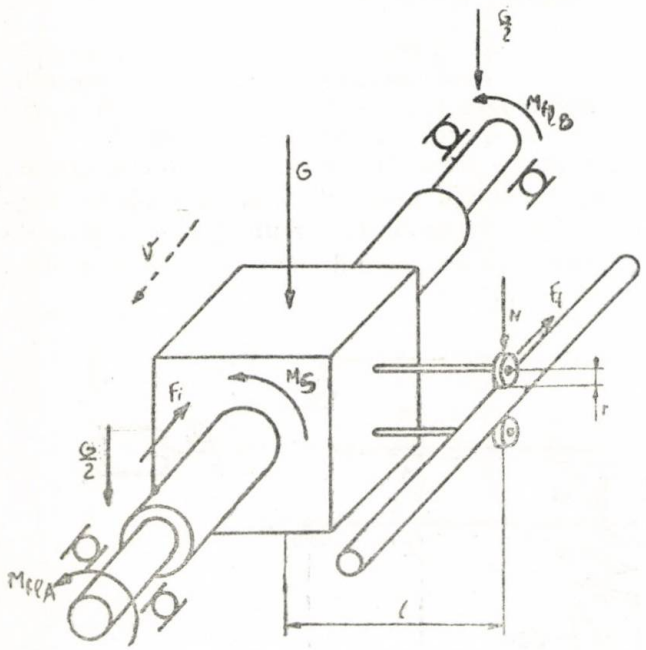


Fig. 3 Schema de calcul al momentului rezistent redus.

Se adoptă frecvența $f_r = 50$ p/s la care corespunde un moment $M_m = 0,017$ Nm.

Considerîndu-se valorile particulare pentru M_{rr}, M_{mr} și J_r din relațile (1) și (2) se obține $\alpha = 0,3$ rad. Deoarece $\alpha > x_m \cdot \alpha_p$ (α_p — pasul unghiular al motorului, $\alpha_p = 0,314$ rad, $x_m = 0,66$), MPP poate fi accelerat direct la aceste frecvențe. Pentru ca MPP să poată funcționa corect în mișcarea de regim, este necesar să fie îndeplinită condiția :

$$x \geq \frac{j}{2j - 1}$$

unde j reprezintă numărul minim de comutări ale MPP la frecvența f_r, pentru funcționarea corectă în mișcarea de regim și $x = \alpha/\alpha_p$; pentru $x = 0,8$, MPP trebuie să efectueze cel puțin două comutări la frecvența f_r ca să funcționeze corect în mișcarea de regim.

Viteza de deplasare în perioada de corectare a poziției brațului este :

$$v_r = \frac{p \cdot f_r}{N} = 2,5 \text{ mm/s}$$

Corecția brațului realizîndu-se pentru un unghi $\varphi = 0,1°$, deplasarea suportului x_L corespunzătoare acestei corecții este

$$x_L = lb \operatorname{tg} \varphi = 0,35 \text{ mm} ;$$

pentru $l_b = 200$ mm, corecția se realizează pentru un număr n de pași realizați de MPP, $n' = x_L \cdot \frac{N}{p}$.

Această mișcare se obține aproximativ în timpul t_c

$$t_c \approx \frac{x_L}{v_r} = \frac{0,35}{2,5} = 0,14 \text{ s}$$

Cota de 0,35 mm corespunde în medie distanței dintre 3,33 spire ale discului. Pentru o turație de 33,33 rot/min a discului, rezultă că acul este antrenat în timpul $t_a \sim 3$ sec, între două corectări succesive ale poziției brațului, mișcarea de corectare a poziției realizîndu-se aproximativ instantaneu comparativ cu mișcarea de antrenare.

Avîndu-se în vedere că în timpul t_c, brațul continuă să fie antrenat de către canalul discului, revenirea acului după corecție nu mai este în poziția tangențială.

Această corecție aproximativă este influențată și de faptul că spre centrul discului se mărește pasul dintre două spire.

Deoarece comutarea MPP se realizează în raport de unghiul limită ($\varphi_L = 0,1°$), timpul de antrenare t_a devine mai mic de 3 secunde, dar rămîne permanent mai mare ca timpul de comutare t_c (corectarea poziției este corespunzătoare pentru $t_a \gg t_c$).

Calculul dinamic al MPP indică faptul că la frecvența maximă f_M, MPP nu poate fi accelerat direct.

Pentru $f_M = 180$ p/s.

$$\alpha = \frac{1}{2} \cdot \varepsilon \cdot \left(\frac{1}{f_M}\right)^2 = 0,01388 \text{ rad.}$$

unde

$$\varepsilon = \beta \cdot \frac{M_{mm} - M_{rr}}{J_r} = \frac{0,012 - 0,002}{80 \cdot 10^{-7}} = 9000 \text{ r/s}^2$$

deoarece $\alpha < x_m \cdot \alpha_p$, este necesar ca MPP să fie accelerat în trepte de frecvențe.

Pentru stabilirea acestor trepte se consideră relațiile,

$$\alpha_i = \alpha_{i-1} + \frac{1}{2} \cdot \varepsilon_i \cdot \left(\frac{1}{f_i}\right)^2 \quad (3)$$

$$\varepsilon_i = \beta \cdot \frac{M_{mi} - M_{rr}}{J_r} \quad (4)$$

unde M_{mi} este momentul motor dezvoltat la frecvențe f_i, α_i, α_{i-1} deplasările motorului la momentele i și i—1 (la antrenarea cu frecvențe f_i, f_{i-1}); ε_i — accelerația motorului la momentul i.

Treptele de frecvență s-au ales considerîndu-se frecvența inițială de 50 p/s, cu salturi de frecvențe din ce în ce mai mici, astfel ca motorul să poată realiza, după cele n trepte de accelerare, o deplasare totală $\alpha_n \geq n \cdot \alpha_p$. La mișcarea „repede înainte" și „repede înapoi" a brațului, accelerarea motorului s-a realizat în 6 trepte. Schimbarea sensului de rotație s-a realizat prin butoane de comandă și limitatori, iar modificarea numărului de impulsuri n, prin limitatorii de cursă.

Soluția constructivă adoptată s-a axat pe MPP, datorită logicii de comandă prin impulsuri a acestor tipuri de motoare, cît și realizării, acestora la un gabarit corespunzător în țara noastră.

Prețul de cost ridicat al soluției constructive corespunde celor existente pe plan mondial și se justifică numai prin calitatea superioară a sunetului.

de curent continuu, se utilizează o frînă hidraulică **F**, datorită căreia viteza s a punctului D tinde să devină zero pentru $s = \delta_0 - \delta_{min}$.

Constanta K a frînei se determină soluționînd numeric prin metoda Runge-Kutta, sistemul de ecuații :

$$m_r \ddot{s} = F_{mr} - F_{rr} \quad (5)$$

$$F_{mr} = K_0 i^2/\delta^2 \quad (6)$$

$$s = \delta_0 - \delta \quad (7)$$

$$U = R \cdot i + d\varnothing_t/dt \quad (8)$$

$$\varnothing_t = 2K_0 \cdot i/\delta \quad (9)$$

$$F_{rr} = K \cdot s \cdot b^2/a^2 + c(f_0 + s) \quad (10)$$

În aceste relații : m_r — masa redusă a liftului ; F_{mr} — forța motoare redusă ; F_{rr} — forța rezistentă redusă ; $b = (16 + 19 + 5)$ mm ; $a = (19 + 5)$ mm ; i — curentul din electromagnet ; δ — întrefierul electromagnetului ; δ_0 — întrefierul maxim ; $\delta_{min} = (0{,}1 + 0{,}2)$ mm întrefierul minim ; $K_0 = \frac{n^2 \cdot A\mu_0}{2}$ (n — numărul de spire ale electromagnetului ; A — suprafața activă a electromagnetului ; μ_0 — permeabilitatea magnetică $\mu_0 = 4 \cdot \pi \cdot 10^{-7}$ H/m) ; R — rezistența electrică a electromagnetului ; U — tensiunea de alimentare a electromagnetului ; $\varnothing_t$ — fluxul magnetic total din electromagnet ; c — constanta arcului ; K — constanta frînei ; f_0 — săgeata de pretensionare a arcului.

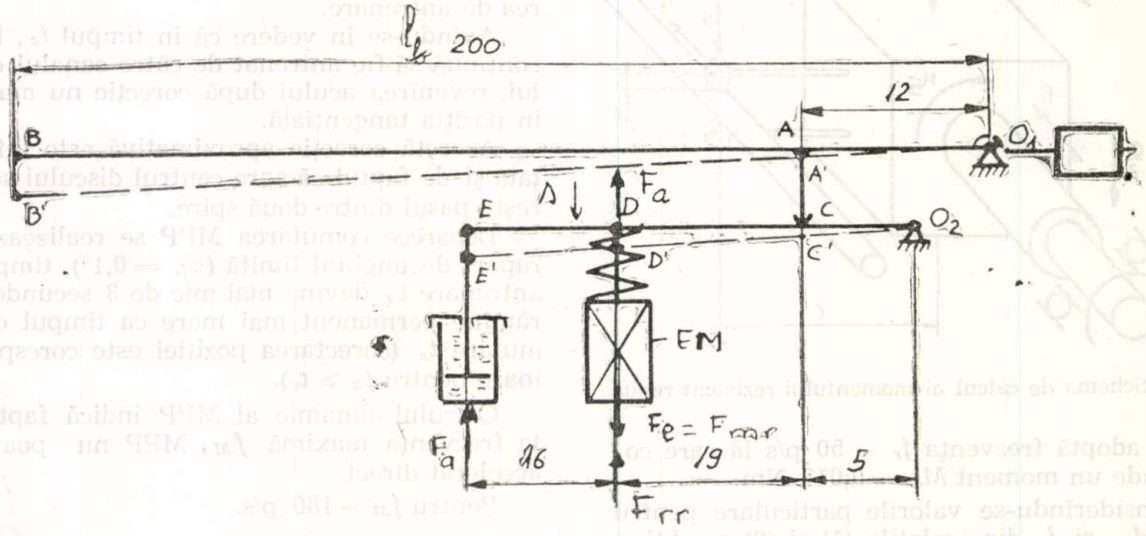


Fig. 4 Schema de calcul al liftului brațului de picup.

La coborîrea brațului trebuie evitat șocul dintre ac și disc. Acest șoc poate fi datorat vitezei de coborîre a litfului brațului, (fig. 4), iar într-o măsură mult mai mică și oscilației brațului în jurul articulației 0.

Pentru eliminarea șocului datorită coborîrii liftului, la acționarea cu electromagnetul **EM** Suprafața A se determină cu relația :

$$cf_0 = \frac{B^2 \cdot A}{2\mu_0}$$

unde $B = (0{,}5 + 0{,}08)$ T — inducția magnetică.

Relațiile de calcul sînt numai orientative, frîna hidraulică avînd posibilitatea de reglaj.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Demian, Tr. ş.a.* : Bazele proiectării aparatelor de mecanică fină. Editura Tehnică, 1984.

[2] *Tudor, D. ş.a.* : Proiectarea şi execuţia unui picup tangenţial. Simpozionul Naţional de electronică profesională. Vol. V, septembrie, 1986.

CZ : 621—52

Asupra unor soluţii pentru compensarea erorilor în sistemele de poziţionare

Conf. dr. ing. Dumtru **TUDOR** — Institutul Politehnic Bucureşti

Condiţiile exigente de propagare a semnalelor în mecanica fără nu permit, deseori, realizarea preciziei funcţionale dorite, deşi se impun condiţii deosebite de execuţie şi montaj. Este necesară, în această situaţie, o corectare a semnalului transmis prin compensarea totală sau parţială a erorilor.

Deplasările liniare sau unghiulare ale unor dispozitive de lucru constituie, în multe cazuri, soluţiile tehnice pentru materializarea propagării unor semnale.

Compensarea erorii de deplasare se obţine prin utilizarea unei acţionări cu buclă de reacţie sau din „mers", în ambele cazuri preluîndu-se obligatoriu jocurile din cuple.

Bucla de reacţie (fig. 1) permite corectarea poziţiei dispozitivului de lucru în limitele rezoluţiilor traductorului de poziţie şi a MPP.

În figura 1, **MPP** — motor pas cu pas ; **SV** — servomotor ; **M** — mecanism necesar pentru transmiterea şi transformarea mişcării sau pentru corelarea cinematică şi dinamică a dispozitivului de lucru cu motoare de acţionare ; **DL** — dispozitiv de lucru ; **TP** — traductor de poziţie ; **C** — calculator ; **BC** — bloc de comandă ; **BA** — bloc de alimentare.

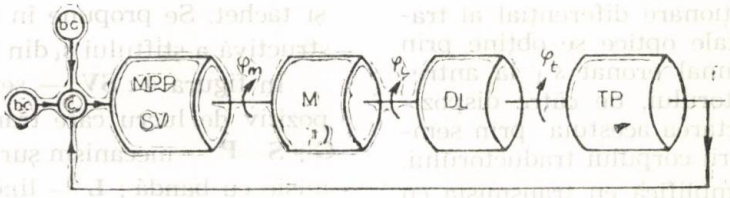


Fig. 1 Schema bloc de corectare electronică a erorii de poziţie.

La antrenarea cu **MPP**, traductorul de poziţie sesizează pierderea paşilor motorului, poziţia φ_L a dispozitivului de lucru depinzînd numai de numărul de paşi executaţi de **MPP**.

Eroarea de poziţionare ψ_L a dispozitivului de lucru necesită o acţionare suplimentară a motorului cu un număr n de paşi.

$$n = \frac{(\Delta\varphi_L + \delta\varphi_L)i}{\varphi_p}, \qquad (1)$$

unde φ_p reprezintă pasul unghiular al MPP, $\delta\varphi_L$ eroarea suplimentară introdusă la dispozitivul de lucru, pentru ca numărul de paşi n să rezulte întreg, i — raportul de transmitere al mecanismului **M**. Eroarea $\delta\varphi_L$ nu mai poate fi corectată şi trebuie să se încadreze în precizia de propagare a semnalului.

Rezoluţia relativ mare a **MPP** introduce şi erori suplimentare $\delta\varphi_L$, relativ mari, diminuate însă de parametrul i.

La antrenarea cu servomotoare, rezoluţia de poziţionare a dispozitivului de lucru depinde numai de rezoluţia traductorului.

La acţionarea suplimentară a servomotorului pentru corectarea erorii de poziţionare $\Delta\varphi_L$, traductorul de poziţie transmite calculatorului **C** şi blocului de comandă **BC** al motorului un număr n de impulsuri.

$$n = \frac{\Delta\varphi_L + \delta\varphi_L}{\varphi_{tp}}$$

unde φ_{tp} este pasul traductorului de poziţie, iar $\delta\varphi_L$ eroarea suplimentară introdusă de dispozitivul de lucru pentru ca numărul de impulsuri n să rezulte întreg.

Deoarece constructiv s-a reuşit ca $\varphi_{tp} \ll \varphi_p$, eroarea suplimentară $\delta\varphi_L$ este mai mică la antrenarea cu servomotoare. Compensarea erorii în buclă de reacţie este precisă, dar scumpă, iar corectarea poziţiei se obţine printr-o deplasare suplimentară a dispozitivului de lucru, în domenii unghiulare şi liniare foarte mici.

La corectarea din „mers" a erorii, se micşorează preţul de cost al transmisiei, iar eroarea de poziţionare se corectează automat, datorită

propagării simultane a semnalului principal și a celui de corecție.

Corectarea erorii este datorată utilizării unor mecanisme compensatoare cu roți, pîrghii sau șurub și piuliță, cît și funcționării diferențiale a traductoarelor de poziție.

Principiul de funcționare la corectarea erorii cu mecanisme compensatoare este reprezentat în figurile 2, a, b.

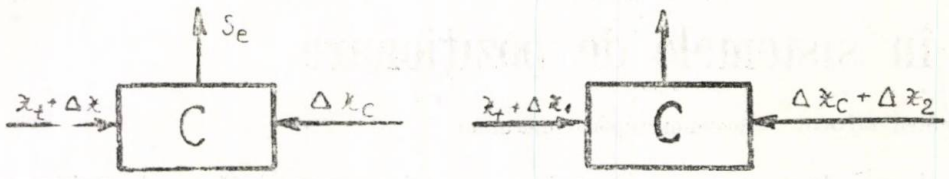


Fig. 2 Schema bloc de corectare mecanică a erorii de poziție.

Semnalul transmis la dispozitivul de lucru este cel teoretic s_{et}, prin însumarea algebrică în mecanismul compensator a semnalului principal x_t (afectat de eroarea Δx) și a celui de corecție Δx_c (fig. 2, a), sau a semnalului principal x_t (afectat de erorile Δx_1 și Δx_2) și a celui de corecție Δx_c (fig. 2, b).

Prin mecanismele sumatoare (compensatoare) se propagă legile :

$$s_{et} = a(x_t + \Delta x) + b\Delta x_c \qquad (3)$$

sau

$$s_{et} = a(x_t + \Delta x_1) + b(\Delta x_2 + \Delta x_c) \qquad (3')$$

unde a și b sînt ceeficienți dependenți de forma constructivă a mecanismului compensator. Exprimîndu-se relația (3) numai la nivelul erorilor rezultă :

$$a\Delta x + b\Delta x_c = 0 \qquad ((4)$$

sau

$$a\Delta x_1 + b(\Delta x_2 + \Delta x_c) = 0 \qquad (4')$$

Principiul de funcționare diferențial al traductoarelor incrementale optice se obține prin transmiterea unui semnal eronat s_1 la antrenarea discului traductorului, de către dispozitivul de lucru și corectarea acestuia prin semnalul s_{t2} datorită rotirii corpului traductorului.

Primul caz se exemplifică cu transmisia cu șurub și piuliță din figura 3.

În figura 3, **MPP** — motorul de acționare, care antrenează un mecanism șurub piuliță **S—P** ; **DL** — dispozitiv de lucru cuplat elastic prin știftul $\mathbf{S}_t$ și arcul $\mathbf{A}_r$ de piulița **P** ; $\mathbf{F_1F_2}$ elemente rigidizate cu dispozitivul de lucru și care sînt antrenate axial fără joc de piulița **P** ; **L** — lineal — camă pentru compensarea erorilor Δx ale dispozitivului de lucru.

Eroarea de poziționare Δx, datorată unor factori multipli ca : eroare a MPP, a transmisiei șurub piuliță a ghidajelor și a linealului, se poate corecta în i poziții diferite cu relația (4).

$$\frac{p}{2\pi}\Delta\varphi_{si} + \frac{p}{2\pi}(\Delta\varphi_{pi} + \Delta\varphi_{pci}) = 0 \qquad (4')$$

în aceste relații p — pasul transmisiei șurub-piuliță ; $\Delta\varphi_{si}$ — eroarea transmisă prin șurub la monentul i ; $\Delta\varphi_{pi}$ — eroarea transmisă prin piuliță la momentul i ; $\Delta\varphi_{pci}$ — semnalul necesar pentru compensarea erorii la momentul i.

Rotația $\Delta\sigma_{pci}$ a piuliței este datorată execuției profilate a linealului **L**, și are valoarea :

$$\Delta\varphi_{pci} = \frac{\Delta s_{ci}}{n} \qquad (5)$$

Valorile Δs_{ci} pentru profilarea linealului **L** în i puncte discrete se obțin prin determinarea experimentală a erorii Δx_i utilizîndu-se un lineal **L** neprofilat. Compensarea erorii Δx_i în i puncte se obține profilînd linealul anterior cu Δs_{ci} în punctele în care s-a măsurat eroarea Δx_i.

Repetabilitatea erorilor Δx_i este obligatorie, din care motiv nu se admit jocuri în cuple; fluxul de forțe propagat trebuie să rămînă aproximativ constant, iar uzura din cuple să rămînă neglijabilă.

Numărul i de puncte discrete pentru care se compensează eroarea Δx_i crește, prin micșorarea diametrului de palpare d al știftului $\mathbf{s}_t$, se mărește durabilitatea profilului dacă se generează un contact de rostogolire între camă și tachet. Se propune în acest sens forma constructivă a știftului $\mathbf{s}_t$ din figura 3.

În figura 4 : **SV** — servomotor ; **DL** — dispozitiv de lucru care translatează pe ghidajele **G** ; **S—P** — mecanism șurub piuliță ; **b** — transmisie cu bandă ; **L** — lineal — camă ; **TP** — traductor de poziție al cărui corp poate oscila în lagărul **A**.

La antrenarea cu servomotoare, deplasarea teoretică x_t este proporțională cu numărul n_t de impulsuri transmis de traductorul de poziție **TP**.

$$x_t = n_t\varphi_{tp}r \qquad (6)$$

unde φ_{tp} este rezoluția traductorului de poziție **TP** și r — raza cabestanului transmisiei cu bandă.

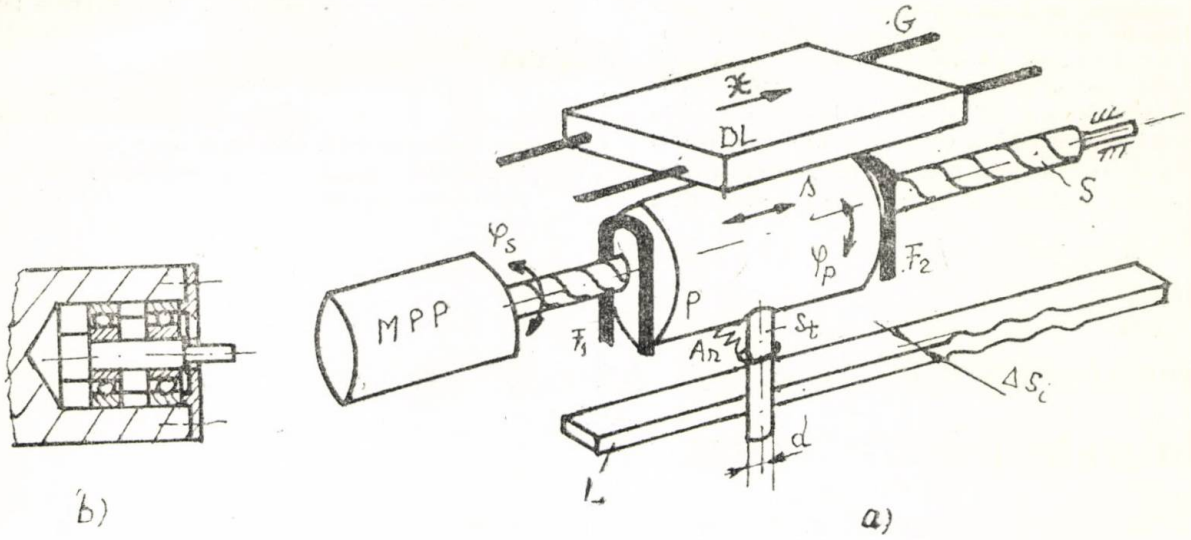


Fig. 3 Compensarea erorii de poziție prin mecanisme diferențiale șurub piuliță.

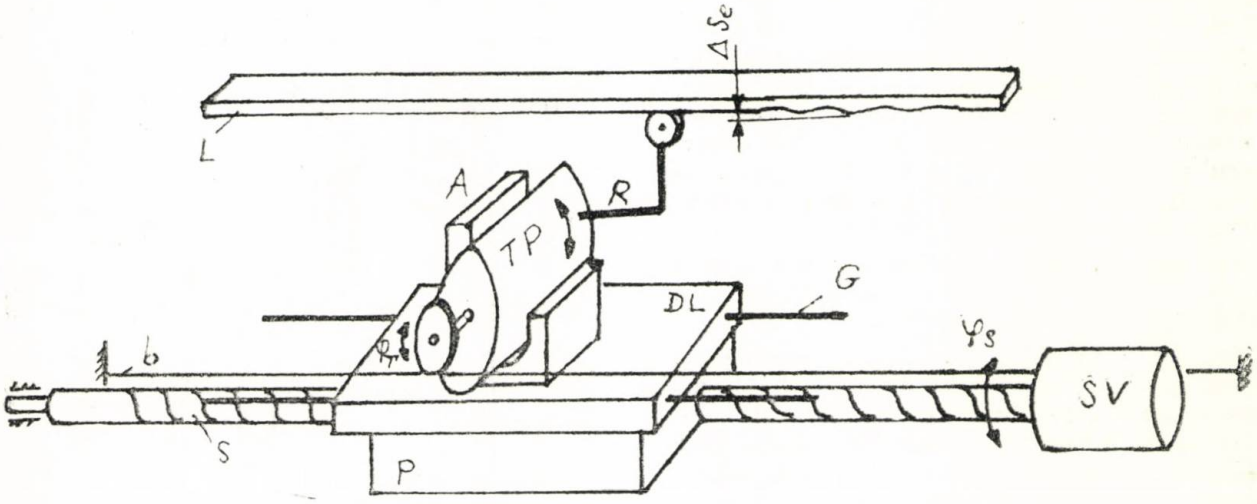


Fig. 4 Compensarea erorii de poziție prin funcționarea diferențială a traductorului de poziție.

Experimental, se constată că pentru diferite deplasări discrete x_t, traductorul de poziție indică un număr de impulsuri n diferit de cel teoretic, sau :

$$x_{ti} = (n_{ti} + \Delta n_i)\,\varphi_{pt} r$$

unde Δn_i reprezintă numărul de impulsuri cu care traductorul **TP** depășește sau pierde impulsurile teoretice.

Pentru a se menține numărul teoretic de impulsuri, care simplifică softul de acționare al servomotorului, se compensează impulsurile suplimentare cu linealul **L** profilat.

Se are în vedere că datorită linealului, pentru deplasarea teoretică se obține :

$$x_{t_i} = [(n_{ti} \pm \Delta n_i)\,\varphi_{pt} \mp \Delta n_i \varphi_{ptc}]\, r \qquad (7)$$

unde :

$$\Delta n_i \varphi_{ptc} = \frac{\Delta s}{r} \qquad (8)$$

În aceste relații φ_{ptc} — este rezoluția traductorului datorată rotirii corpului traductorului în raport de lagărul **A**.

Deoarece $\varphi_{pt} = \varphi_{ptc}$, prin rotația suplimentară a corpului traductorului datorată linealului camă **L**, în i puncte discrete,

$$x_{ti} = n_{ti} \varphi_{pt}$$

Compensarea corectă a erorii necesită repetabiliatea acesteia, care se obține prin eliminarea jocurilor din cuple, deformații aproximativ identice (transmiterea unui flux de putere aproximativ constant) și o uzură neglijabilă în cuple.

În concluzie, poziționarea foarte precisă a unor dispozitive de lucru se obține numai prin compensarea totală sau parțială a erorii de poziție.

Această compensare se obține prin sisteme complexe cu preț de cost ridicat, dar și de înaltă precizie la acționările incrementale comandate în circuit închis (cu buclă de reacție), sau prin sisteme mecanice relativ simple, cu preț de cost scăzut, fără a putea exista însă posibilitatea controlului și autocorectării poziționării necorespunzătoare.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Demian, Tr. ș.a.* : Bazele proiectării aparatelor din mecanica fină. Vol II, Editura Tehnică, 1986.

[2] *Stoica, Gh.* : Compensarea mecanică a erorii de poziționare. Brevet de invenție nr. 1591/87.

CZ : 621—752.3

Cercetarea amortizoarelor folosite în stabilizatoarele de viteză

Șef lucr. dr. ing. Silvia IONESCU-MUSCEL — Institutul Politehnic București

La aparatele de proiecție cinematografică, în componența stabilizatorului de viteză a filmului, se utilizează mai ales amortizoare cu piston, cu aer, cu capilar, cu ieșire în atmosferă.

Studiul teoretic și experimental al stabilizatoarelor de viteză a condus la concluzia că, o dată cu creșterea forței de frecare introdusă în sistem (în principal prin intermediul amortizorului), coeficientul de protecție a tamburului neted, față de sunet și de acțiunea variațiilor de viteză a filmului, scade.

De aici rezultă necesitatea unei valori minime a coeficientului de amortizare dar, în același timp, suficiente.

Problema amortizării oscilațiilor proprii ale sistemului stabilizator, oscilații care se manifestă în special la pornirea aparatului de proiecție sau la trecerea pe tamburul neted a unui film lipit, trebuie rezolvată astfel : dacă perioada acesora este $T_0 \leqslant (1 \div 2)$ s, atunci este necesară amortizarea periodică ($R \geqslant R_{critic}$). Dacă $T_0 \leqslant (3 \div 5)$ s, se admite amortizarea ciclică, întrucît urechea este puțin sensibilă la fluctuații de viteză de frecvență mai mari de 12 Hz.

Pentru tipul de amortizor mai sus menționat, recomandabil a fi folosit în aparatele de proiecție pentru comoditatea în exploatare oferită în raport cu alte tipuri, nu există relații de calcul al coeficientului de amortizare. Determinarea acestuia cu relația empirică folosită pentru amortizorul cu aer, fără capilar ([1], pag. 365), sau cu relația teoretică valabilă pentru amortizorul cu fluid, cu capilar, cu circulația fluidului dintr-o cameră a cilindrului în alta [1], pag. 361) conduce la rezultate eronate.

Pornind de la aceste considerente, cercetarea efectuată a avut ca scop evidențierea neliniarității forței de frecare dezvoltate în amortizor și determinarea experimentală a coeficientului de amortizare.

Standul utilizat a permis simularea oscilațiilor libere ale sistemului stabilizator, cu aju-

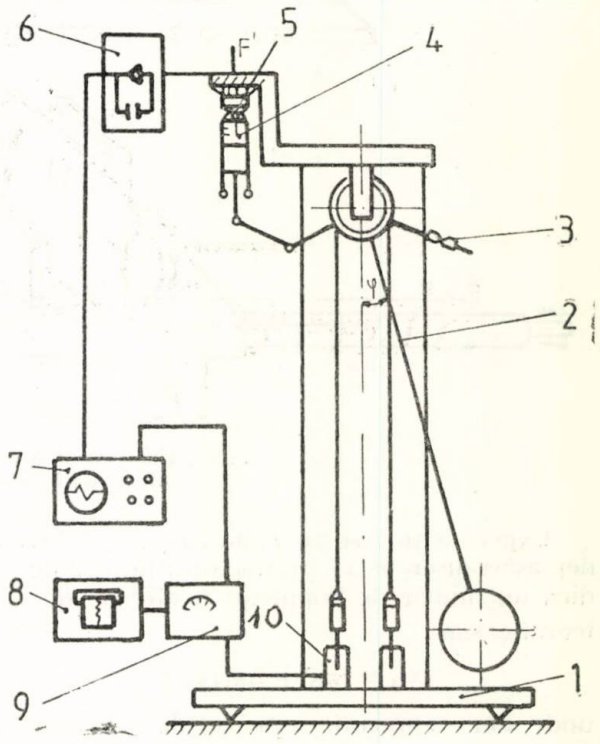


Fig. 1 Schema standului pentru cercetarea amortizorului.
1 — suport ; 2 — pendul ; 3 — contragreutăți ; 4 — amortizor ; 5 — traductor de forță ; 6 — amplificator de sarcină ; 7 — osciloscop ; 8 — înregistrator X–Y ; 9 — punte tensometrică ; 10 — traductor de deplasare.

torul unui pendul, de constantă $k = G.l$, G fiind greutatea pendului iar l distanța de la centrul de greutate al pendulului la punctul de oscilație al acestuia.

Vibrațiile sistemului mobil sînt atenuate prin intermediul amortizorului cercetat **4**, caracterizat prin : raza pistonului 6, 5 mm, lungimea pistonului 25 mm, lungimea capilarului 20 mm, raza capilarului 1 mm, jocul măsurat dintre cilindru și piston 0,03 mm.

Pentru oscilații de mică amplitudine ($\varphi \leqslant 3°$), ecuația de echilibru dinamic a sistemului este :

$$I \cdot \ddot{\varphi} + R \cdot \dot{\varphi} + G \cdot I \cdot \varphi \pm M_f = 0 \qquad (1)$$

în care :

I — momentul de inerție al sistemului mobil ;

$(R \cdot \dot{\varphi} \pm M_f)$ — momentul de frecare din sistem, datorat frecării vîscoase (proporționale cu viteza) și frecării uscate;

$G \cdot I \cdot \varphi$ — momentul dat de forța elastică din sistem.

Oscilațiile pendulului au fost măsurate cu ajutorul unui traductor de deplasare **10**, o punte tensometrică **9**, înregistrate cu ajutorul unui înregistrator X—Y, **8**, sau vizualitate pe ecranul osciloscopului **7**. În același timp s-a măsurat reacțiunea forței dezvoltate în amortizor (F"), cu ajutorul traductorului de forță **5**, amplificatorului de sarcină **6** și osciloscopului **7**. S-au utilizat în acest scop un traductor de forță piezoelectric Kistler, tip 9203, avînd domeniul $0 \div 500$ N, rezoluția 10^{-3} N, sensibilitate de $44.9.10^{-6}$ C/N (foto 1, a) și un traductor inductiv de deplasare, fără contact, Hottinger, tip W 1 EL/0, cu sensibilitate de 80 mV/V (foto 1, b).

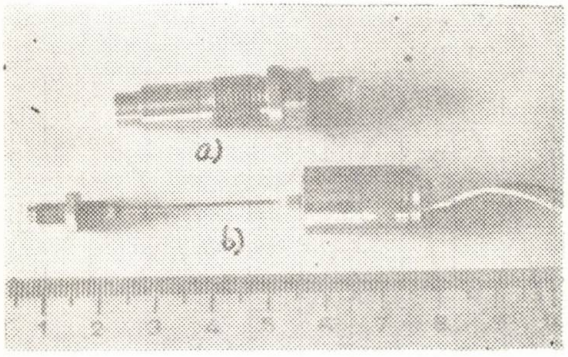


Foto 1 Traductori
a — de forță ; b — de deplasare.

Osciloscopul cu memorie, cu două spoturi, Tektronix, 5103, a permis vizualizarea și fotografierea variației în timp a amplitudinii pendulului și a reacțiunii forței rezistente (foto 2, 3, 4).

Numeroasele experimentări efectuate au arătat că, la mărirea secțiunii de intrare în capilar, forța rezistentă scade și că forța de frecare uscată, compenentă a forței rezistente dezvoltate în amortizor, se manifestă mai pregnant, în defavoarea celei vîscoase.

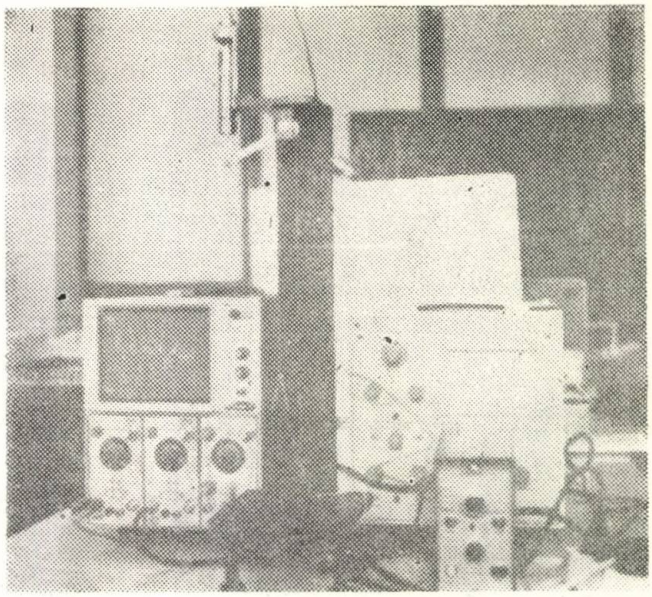


Foto 2 Stand pentru cercetarea amortizorului.

S-a observat că forța de frecare scade o dată cu micșorarea amplitudinii oscilațiilor, dar, în decursul unei aceleiași oscilații, nu există proporționalitate între forță și viteză și că apar salturi ($\pm$) ale forței de frecare, atunci cînd viteza este nulă (φ = maxim), ceea ce este specific frecării uscate, coulombiene.

De asemenea, curba după care variază amplitudinea nu este o exponențială ($\varphi = \varphi_0 \cdot e^{-\delta t}$) ceea ce e tipic pentru frecarea vîscoasă, ci aproape liniară (caracteristic frecării uscate).

Întrucît standul a permis înregistrarea oscilațiilor unghiulare ale pendulului și nu viteza pistonului, pentru stabilirea dependenței dintre forța rezistentă ce se exercită asupra pistonului și viteza acestuia s-a procedat după cum urmează.

Cunoscînd geometria mecanismului, s-a determinat analitic spațiul parcurs de piston, în funcție de unghiul de deviație al pendulului $S(\varphi)$ și apoi $\frac{\partial S}{\partial \varphi}$ (fig. 2).

Utilizînd curba $\varphi(t)$, (foto 4), pentru o oscilație completă, s-au determinat $\frac{\partial \varphi}{\partial t}$, $v(t) = \frac{\partial \varphi}{\partial t} \cdot \frac{\partial S}{\partial \varphi}$, (fig. 3) și $R(t) = \frac{dF}{dv}$, (fig. 4).

Întrucît raportul R nu rămîne constant, după cum nici forța de frecare nu rămîne constantă, considerăm ca rațional să se utilizeze, în cazul în care într-un sistem oscilant (stabilizatorul de viteză în cazul de față) se manifestă atît frecarea vîscoasă cît și cea uscată, coulombiană noțiunea de rezistență echivalentă (R_e), definită astfel :

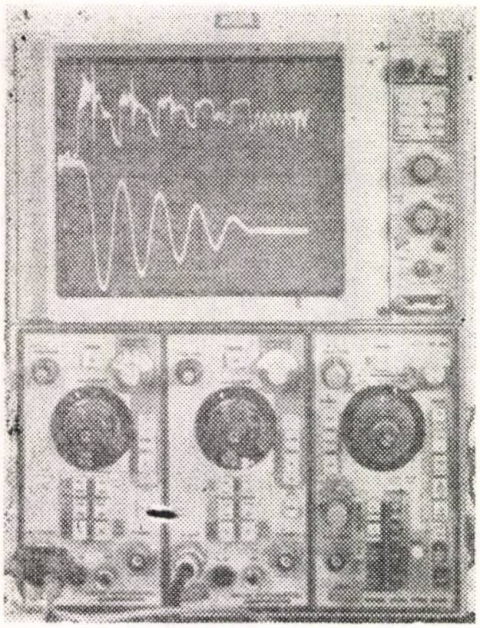


Foto 3 Variația în timp a amplitudinii și a forței rezistente.

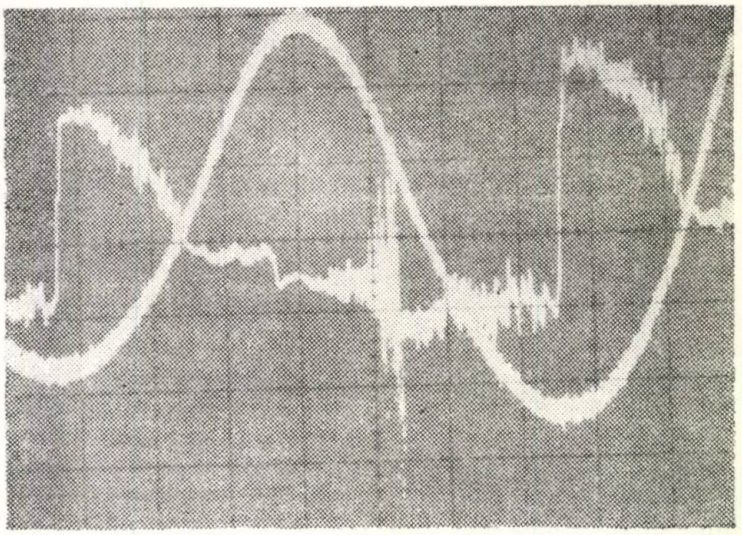


Foto 4 Dependențele $\varphi(t)$ și $F'(t)$.

$$R_e = \frac{\int_0^T F(t)\,dt}{\int_0^T v(t)\,dt} \qquad (2)$$

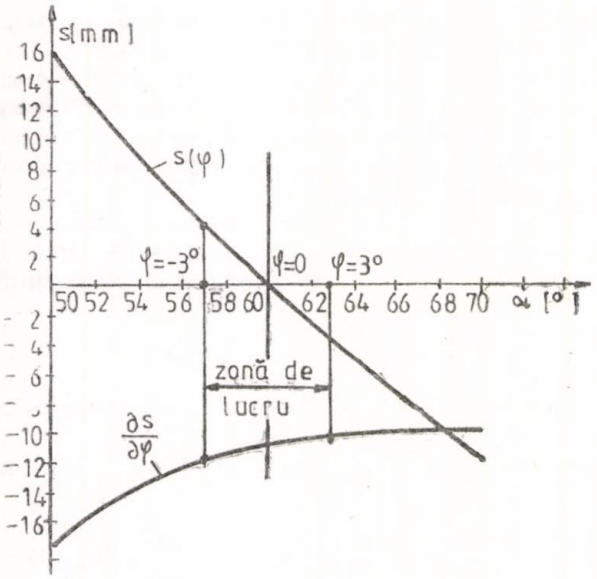


Fig. 2 Dependențele $S(\varphi)$ și $\frac{\partial S}{\partial \varphi}(\varphi)$.

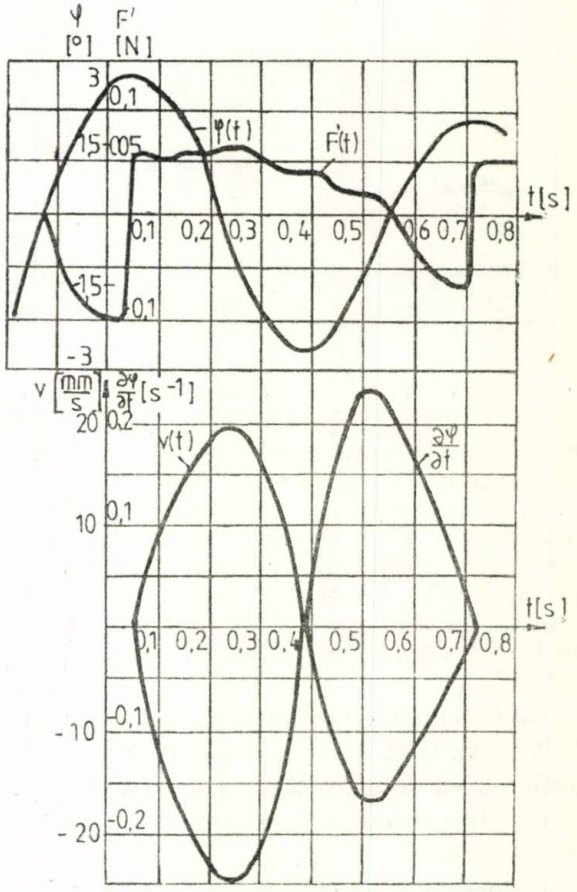


Fig. 3 Stabilirea curbei v (t).

Pentru cazul concret prezentat a rezultat $R_e = 4{,}02$ N.S/m. Prin crearea unor regimuri de amortizare critică, folosind mase adecvate pentru pendul, în conformitate cu relația :

$$R_{cr} = 2\omega_0\, m \cdot l^2, \qquad (3)$$

s-a stabilit domeniul în care rezistența echivalentă ia valori, la variația secțiunii de intrare în capilar : (0,03 ÷ 40) N.S/m.

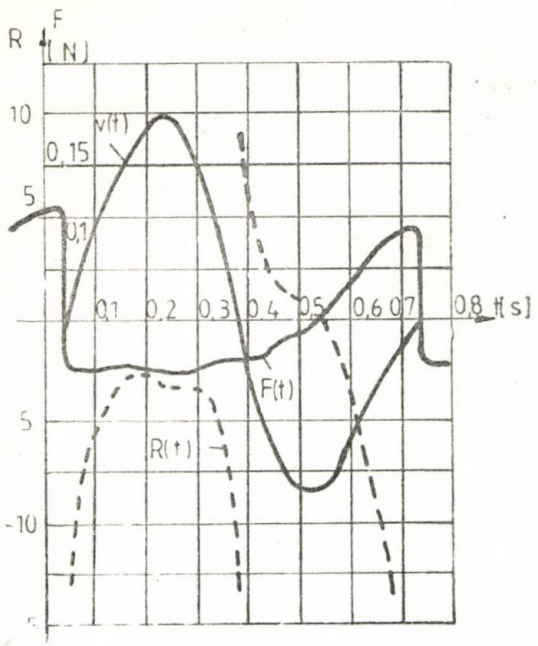


Fig. 4 Stabilirea curbei R (t)

În **concluzie,** experimentele efectuate au evidențiat că, în amortizoarele cu piston cu aer frecarea nu este liniară (proporțională cu viteza.)

Determinarea rezistenței active echivalente cu relația propusă permite calculul corect al indicatorilor tehnici ai stabilizatoarelor de viteză.

Metoda de cercetare folosită poate fi extinsă în studierea oricărui tip de amortizor folosit în mecanica fină.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Demian, T., Tudor, D., Grecu, E.* : Mecanisme de mecanică fină, Editura didactică și pedagogică, 1982.

[2] *Tudor, D.* : Contribuții la studiul și încercarea amortizoarelor din mecanica fină, Construcția de mașini, nr. 12, 1981.

[3] *Radeș, M.* : Parameter identification of a structure with combined Coulomb and hysteretic damping,' Rev. Roum. Sci. Techn. Mec. Appl. 27, 1982.

CZ : 621—233
621.822

Asupra calculului și experimentării lagărelor cu mercur

Prof. dr. doc. Traian **DEMIAN**, șef lucr. Iosif **CURIȚA** — Institutul Politehnic București
Ing. Adrian **DOICU** — I.A.U.C. București

Considerații generale

Aplicațiile lagărelor cu mercur, în construcția aparatelor de mecanică fină, a fost determinată de necesitatea reducerii pierderilor prin frecare. Întrucît mercurul are vîscozitate dinamică mică ($\eta \approx 0{,}0156$ g/s.cm), tensiune superficială mare și aderență redusă față de alte materiale, poate fi considerat ca un mediu cu proprietăți vîscos-elastice.

Proprietățile mecanice ale corpurilor vîscos-elastice pot fi studiate cu ajutorul funcțiilor de fluaj și de relaxare. Fenomenul de fluaj reprezintă procesul modificării deformației unui corp, în funcție de timp, prin menținerea constantă a tensiunii și temperaturii, pe cînd variația temporală a tensiunii, prin păstrarea constantă a deformației și temperaturii, constituie fenomenul de relaxare.

Compresiunea hidrostatică izotermă a picăturii sau a inelului de mercur pune în evidență (fig. 1) :

— domeniul încărcărilor admisibile, cînd se păstrează forma picăturii sau a inelului ;

— domeniul încărcărilor peste limită, care conduc în final la dezintegrarea picăturii sau inelului.

În domeniul încărcărilor admisibile, comportarea picăturii sau a inelului de mercur este caracteristică modelului Kelvin — Voight, unidimensional, distribuțiile de fluaj și de relaxare ψ avînd expresiile [2] :

$$\begin{cases} \varphi(t) = \dfrac{\theta(t)}{E}\left(1 - e^{-\frac{E}{\eta}t}\right), \\ \psi(t) = E\theta(t), \end{cases} \tag{1}$$

unde s-a notat prin :

θ (t) — funcția lui Heaviside;
E — modulul de elasticitate longitudinal;
$\eta = E \cdot t^*$ — vîscozitatea dinamică a mercurului;
t^* — timpul de întîrziere.

Siguranța în funcționare a lagărului cu mercur se apreciază prin criteriile globale :

— de rezistență,

$$\lambda = \left.\frac{d\varepsilon(t)}{dt}\right|_{t=0} = \frac{\sigma}{E \cdot t^*} < \frac{\sigma_{critic}}{E \cdot t^*} = \lambda_{critic}, \tag{2}$$

— respectiv de rigiditate,

$$\varepsilon(t^*) < \varepsilon_{critic} \tag{3}$$

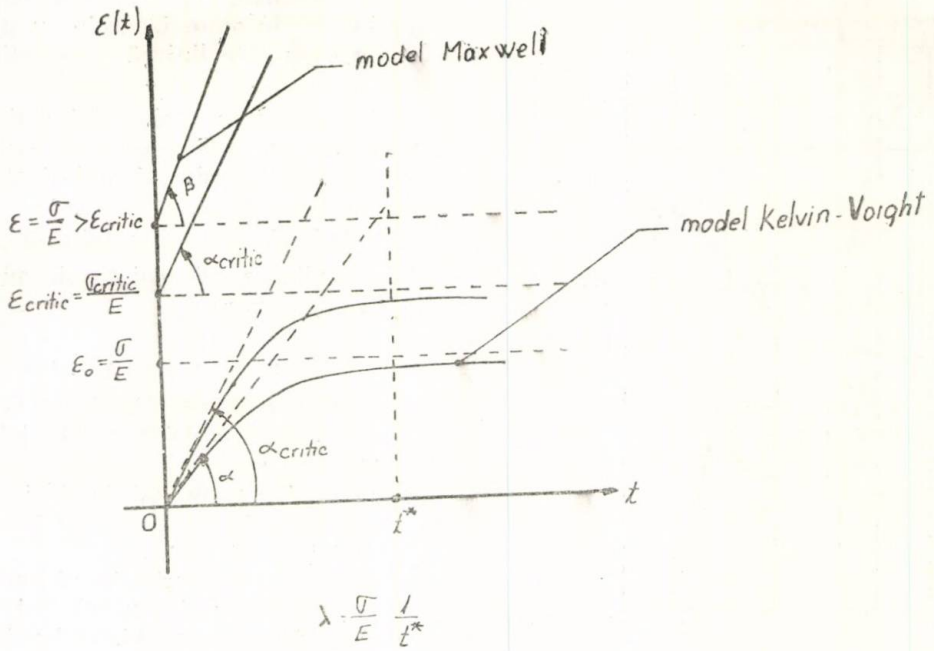


Fig. 1 Caracteristica de deformare a lagărului cu mercur.

Semnificațiile notațiilor introduse suplimentar sînt :

λ — panta caracteristicii de deformare în origine sau viteza de deformare ;

σ — tensiunea de compresiune hidrostatică din mercur ;

ε — deformația specifică.

În domeniul limită, cînd deformațiile cresc, tinzînd spre infinit, distribuțiile de fluaj și de relaxare se obțin conform modelului vîscoelastic Maxwell, unidimensional [2] :

$$\begin{cases} \varphi(t) = \dfrac{1}{E}\,\theta(t) + \dfrac{1}{\eta}\,t\theta(t), \\ \psi(t) = E\theta(t)e^{-\frac{t}{t^*}} \end{cases} \tag{4}$$

Modelarea funcționării lagărelor cu mercur, reclamă determinarea — pe cale experimentală — a unor elemente auxiliare, care să conducă la stabilirea parametrilor caracteristici ai distribuțiilor de fluaj și de relaxare, și anume : modulul de elasticitate longitudinal E, modulul de compresiune hidrostatică K_0, timpul de întîrziere t^*.

Stand experimental și metodă pentru stabilirea elementelor auxiliare

Standul experimental, prezentat în schița din figura 2, constă din echipamentul mobil, un arc elicoidal cilindric de compresiune, mase etalon și un traductor de poziție inductiv.

Pentru solidul vîscos-elastic unidimensional, omogen și izotrop, deformația specifică este [2] :

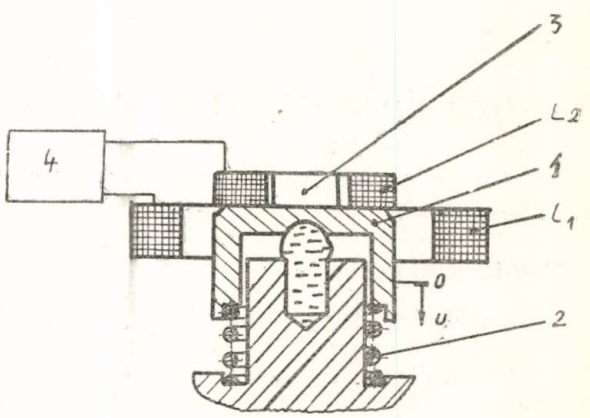


Fig. 2 Schița standului experimental.
1 — platanul de masă $M = 100$ g ; 2 — arc elicoidal cilindric de compresiune cu $C_a = 1$ N/mm ; 3 — mase etalon ; 4 — traductor de poziție inductiv ; L_1, L_2 — bobine de detecție.

$$\varepsilon(t) = \varphi'(t) * \sigma(t) = \frac{1}{A}\,\varphi'(t) * F(t), \tag{5}$$

unde s-a notat prin :

* — produsul în convoluție;

A — aria secțiunii medii a picăturii (sau inelului) de mercur;

$F(t)$ — sarcina preluată de lagărul cu mercur.

Ecuația de mișcare a echipamentului mobil are forma :

$$(m + M)\,u + c_a u + F(t) = mg\theta(t) \tag{6}$$

în care semnificațiile notațiilor noi sînt :

u — deplasarea echipamentului mobil;

g — accelerația gravitației;

m — valoarea unei mase etalon;
c_a — constanta elastică a arcului elicoidal cilindric de compresiune.

Cu transformata Laplace, rezultă soluția ecuației

$$u(t) = \frac{mg}{m+M}\frac{\theta(t)}{b^2}\left[1 - e^{-at}\cos\left(\sqrt{b^2-a^2}\,t\right) - \right.$$

$$\left. - \frac{a}{\sqrt{b^2-a^2}} e^{-at}\sin\left(\sqrt{b^2-a^2}\,t\right)\right], \qquad (7)$$

unde

$$\begin{cases} 2a = E\dfrac{A}{l}\dfrac{1}{m+M}t^*, \\ b^2 = E\dfrac{A}{l}\dfrac{1}{m+M} + \dfrac{c_a}{m+M}, \end{cases} \qquad (8)$$

l fiind înălțimea picăturii sau inelului de mercur.

Analizîndu-se relația (7) a soluției ecuației de mișcare, se desprind următoarele :

a) în regim staționar, aceasta devine,

$$u_0 = \lim_{t\to\infty} u(t = \frac{mg}{m+M}\frac{1}{b^2}; \qquad (9)$$

b) în regim tranzitoriu, se înregistrează cu ajutorul unui osciloscop cu memorie (puncte de maxim sau de minim), pentru deplasarea echipamentului mobil, u_k, la momentele t_k, avînd expresia :

$$t_k = k\frac{\pi}{\sqrt{b^2-a^2}} \approx k\frac{\pi}{b}, \quad k = 1,2\ldots; \qquad (10)$$

c) în punctele de extrem ale lui u_k, determinate experimental, cînd se acceptă — pentru $b \gg a$ — dezvoltarea în serie, astfel :

$$u_k = u(0,\ t_k) + a\frac{\partial u(0,\ t_k)}{\partial a}, \qquad (11)$$

Rezultate experimentale

Tabelul 1

m [g]	t_k [S]	0,035	0,070	0,105		$E_{med}\left[\frac{N}{mm^2}\right]$
24	u_k [mm]	0,370	0,155	0,229	$u_0 = 0{,}225$ [mm]	0,0196
	a_k [S^{-1}]	10,1	9,88	9,97	$a_{med} = 9{,}98$ [S^{-1}]	
	t_k^* [S]	0,053	0,052	0,053	$t^*_{med} = 0{,}0526$ [S]	

Rezultate experimentale

Tabelul 2

m [g]	t_k [S]	0,035	0,070	0,105		$E_{med}\left[\frac{N}{mm^2}\right]$
36	u_k [mm]	0,555	0,225	0,340	$u_0 = 0{,}335$ [mm]	0,0230
	a_k [S^{-1}]	10,11	10,05	9,93	$a_{med} = 10{,}03$ [S^{-1}]	
	t_k^* [S]	0,053	0,053	0,052	$t^*_{med} = 0{,}0526$ [S]	

Rezultate experimentale

Tabelul 3

m [g]	t_k [S]	0,035	0,070	0,105		$E_{med}\left[\frac{N}{mm^2}\right]$
48	u_k [mm]	0,595	0,310	0,440	$u_0 = 0{,}450$ [mm]	0,0197
	a_{med} [S^{-1}]	9,87	10,15	10,10	$a_{med} = 10{,}04$ [S^{-1}]	
	t_k^* [S]	0,052	0,053	0,053	$t^*_{med} = 0{,}0526$ [S]	

se obține, pentru parametrul a_k, relația

$$a_k = b\frac{(m+M)\,b^2u_k - mg\,1-(-1)^k]}{k\cdot\pi mg}(-1)^k \qquad (12)$$

Datele experimentale ale elementelor auxiliare obținute cu ajutorul standului, pentru diverse valori ale lui m — și care s-au centralizat în tabelele 1, 2 și 3 permit determinarea analitică a mărimilor medii ale parametrilor caracteristici menționați :

— modulul de elasticitate longitudinal $E\approx$ 0,021 N/mm^2, calculat pe baza relației (9) a soluției ecuației de mișcare în regim staționar ;

— modulul de compresiune hidrostatică $K\approx$0,33 N/mm^2, stabilit prin intermediul expresiei [2]

$$K_0 = \frac{E}{3(1-2\nu)} \qquad (13)$$

acceptîndu-se pentru coeficientul lui Poisson valoarea $\nu = 0{,}49$, aproape de limita de incompresibilitate — $\nu = 0{,}5$ — specifică lichidelor [3];

— parametrul $a\approx$10,02 s^{-1}, determinat prin utilizarea relației (12) ;

— timpul de întîrziere $t^*\approx$53 ms, dedus din prima ecuație a sistemului (8).

Concluzii

Analiza comportării lagărelor cu mercur, în cadrul teoriei solidului vîscos-elastic, etse avantajoasă, deoarece oferă posibilitatea suprinderii proprietăților duale ale mercurului, și anume : solid elastic și fluid vîscos. Buna comportare a lagărului cu mercur se apreciază prin cei doi parametri tipici solidului vîscos-elastic : deformația specifică maximă — criteriul de rigiditate — și panta caracteristicii de deformare în origine — criteriul de rezistență.

Determinarea pe cale experimentală a parametrilor care intervin în funcțiile de fluaj și de relaxare oferă posibilitatea analizei comportării lagărului cu mercur, printr-un model cu elemente finite pentru solidul vîscos-elastic, stabilindu-se pe această cale mărimile caracteristice exploatării acestora (capacitatea portantă și momentul de frecare în regim de lucru).

BIBLIOGRAFIE

[1] *Demian, T.* : Elemente constructive de mecanică fină. Editura Didactică și Pedagogică, București, 1980.

[2] *Kecs, W.* : Elasticitate și vîscoselasticitate. Editura Tehnică, București, 1986.

[3] *Landau, L., Lifchitz, E.* : Mécanique des fluides. Editura Mir, Moscou, 1971.

CZ : 621.313.13 : 621—231

Considerații privind determinarea unor elemente cinematice și calitatea imprimării la miniimprimantele prin impact

Șef lucr. dr. ing. Eugen **GRECU** — Institutul Politehnic București

Ing. Ciprian-Ion **RIZESCU** — I.A.E.I. — Titu

Introducere

Imprimantele balistice (sau „cu imprimare din zbor") sînt utilizate în calculatoarele electronice de birou, sau în aparatele „de casă" ce afișează prețurile în magazine.

În astfel de imprimante, ciocănelul lovește în caracterul selecționat anterior dintr-un set de caractere dispuse, de regulă, pe generatoarele unui cilindru aflat în rotație continuă.

În soluțiile clasice, acționarea ciocănelului la mecanismele monoperiodice se face direct de către electromagnet, ceea ce conduce la dezavantajul că viteza de operare poate fi mărită numai prin creșterea în gabarit și putere a electromagnetului.

Principalele subansambluri componente sînt: de selectare a ciocănelului, de imprimare propriu-zisă, de avans al hîrtiei, de avans al benzii carbon și de schimbare a culorii acesteia, de

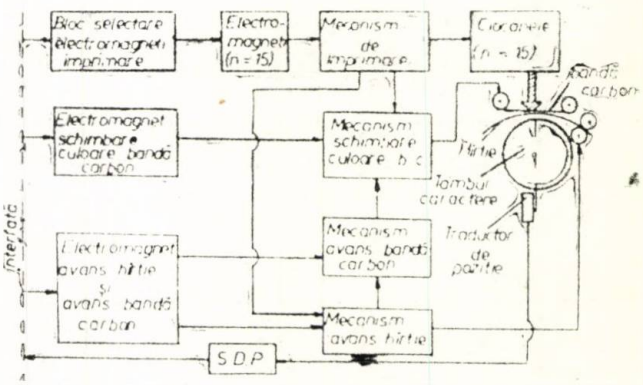


Fig. 1 Schema constructivă a miniimprimantei.

detecție a poziției tamburului cu caractere (SDP), în figura 1 fiind redată schema constructivă a acestei imprimante.

Mecanismul are în componență un număr de 15 ciocănele, fiecare dintre ele fiind acționat

de către un subansamblu a cărui funcționare este dată în figura 2.

Selectarea ciocănelului ce urmează a imprima este realizată de către electromagnetul **9**, iar imprimarea propriu-zisă o efectuează arborele canelat **1** ce se rotește cu viteza unghiulară constantă ω. Dacă ciocănelul a fost selec-

Calculul turației motorului, al arcurilor de readucere și al timpului de răspuns al acestora

Pentru calculul electromagnetului de acționare **9** și al arcului **7** de readucere în poziția inițială a pîrghiei **2**, se consideră cunoscute, din condiții de gabarit, elementele geometrice ale

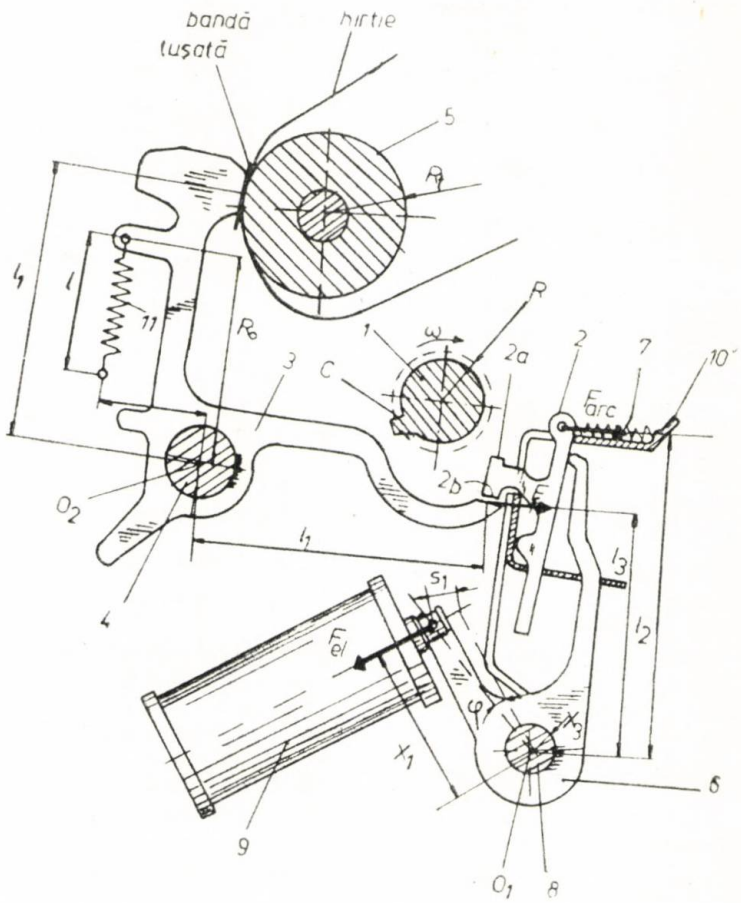


Fig. 2 Mecanismul de imprimare biperiodic.

tat, ciocul **C** (sub forma unei plăci solidare cu arborele **1**) va lovi capătul interposerului (pîrghie intermediară) **2** și, prin aceasta, pîrghia ciocănelului **3**.

Pe circumferința tamburului cu caractere **5** sînt dispuse de obicei 13 caractere distincte, iar în lungul unei generatoare a tamburului sînt dispuse 13 caractere identice, plus încă două semne speciale. Tipărirea unei linii are loc după o rotire completă a tamburului, după care hîrtia avansează cu un pas (corespunzător distanței între două linii).

Soluția prezentată are următoarele avantaje: construcție compactă, timp de contact constant între ciocănele și tamburul cu caractere, imprimare precisă, număr redus de elemente, consum redus de energie, posibilitatea imprimării în două culori.

mecanismului de selectare. Capătul 2 a al pîrghiei **2** execută o cursă $s = 3$ mm, iar armătura electromagnetului se deplasează cu s_1,

$$s_1 = x_1 \cdot \varphi \text{ și cum } \varphi = \frac{s}{l_2} \text{ va rezulta}$$

$$s_1 = x_1 \cdot \frac{s}{l_2} = 20 \cdot \frac{3}{34} = 1{,}76 \text{ mm}$$

unde φ reprezintă unghiul de oscilație al pîrghiei **6** articulată de arborele **8**.

Din diagrama 7.15 [3], se deduce forța necesară dată de electromagnet $F_{el} = 41$ N. Alegînd constanta C_e pentru electromagnetul din diagrama 7.14 [3], se determină inducția $B = 0{,}95$ T și apoi aria A a plonjorului, $A = 9{,}2$ mm^2.

În continuare, se determină dimensiunile arcului **7** de readucere în poziție inițială a pîrghiilor **2** și **6** și timpul de revenire al arcului.

Astfel, din ecuația de echilibru a momentelor ce acționează față de punctul 0_1 se obține

$$\sum Mo_1 = 0, \quad F_{el} \cdot x_1 - F_{arc} \cdot l_2 - \\ - F_{\log o_1} \cdot x_3 - F_f \cdot l_3 = 0 \qquad (1)$$

în care :

F_f reprezintă forța de frecare între interposer și pîrghia 3 (se poate aproxima ca fiind 0,1 F_{arc}) ;
F_{arc} — forța din arcul 7 ;
$F_{\log o_1}$ forța de frecare din lagărul O_1, care, fiind foarte mică se poate neglija.
lagărul O_1, care, fiind foarte mică se poate neglija.

Cu dimesiunile din figură va rezulta

$$F_{arc} = \frac{F_{el} \cdot x_1}{l_2 + 0{,}1\ l_3} = 21{,}9\ \text{N} \approx 22\ \text{N}$$

Diametrul spirei arcului (alegînd materialul oțel arc — STAS 795/80 pentru care $\tau_{at} = 680\ \text{N/mm}^2$) se determină cu relația :

$$d = \sqrt{\frac{K \cdot 8 \cdot F \cdot i}{\pi \cdot \tau_{at}}}, \text{ în care } K = 1 + \frac{1{,}6}{i} = 1{,}32$$

$$\text{pentru } i = \frac{D}{d} = 5$$

Rezultă : $d_{STAS} = 0{,}8$ mm, $D_m = 5.d = 4$ mm, $D_1 = 3{,}2$ mm ; $D = 4{,}8$ mm.

Săgeata $f = 3$ mm, fiind impusă prin construcție, se determină numărul de spire n :

$$n = \frac{Gd^4 f}{8 D_m^3 \cdot F_{arc}} = 10 \text{ spire}$$

Pentru calculul timpului de revenire se aplică relația 2.51 [1],

$$t_r = \frac{1}{4 f_i} = \frac{\pi}{2} \cdot \sqrt{\frac{m_i}{k_7}} = \frac{\pi}{2} \cdot \sqrt{\frac{\frac{4m}{\pi^2} + m_s}{k_7}}$$

în care :

f_i reprezintă frecvența arcului încărcat ;
k_7 — constanta elastică a arcului 7;
m — masa arcului 7;
m_i — masa de încărcare a arcului $\left(m_i = m_{echiv} + \right.$
$\left. + m_s = \frac{4m}{\pi^2} + m_s \right)$.

Masa m se calculează ca o masă redusă și anume :

$$m_s = \frac{J_6}{R^2} + m_2 \cdot \frac{l_2^2}{R^2} = 11{,}05\ \text{g}$$

Se obține : $f_i = 129$ Hz și $t_r = 1{,}93.10^{-3}$ $s \simeq 2$ ms.

În figura 3 este dată reprezentarea simplificată a elementelor mecanismului de imprimare.

Din geometria mecanismului, considerînd că pîrghiile sînt executate din oțel, se pot calcula masele și momentele de inerție ale pîrghiilor :

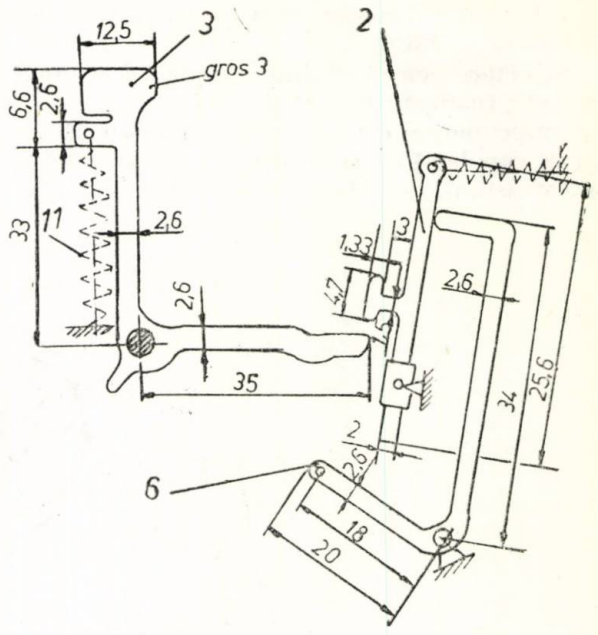


Fig 3. Elementele geometrice ale mecanismului de imprimare.

$m_2 = 1{,}33$ g
$m_3 = 6{,}4$ g
$m_6 = 3{,}75$ g

$J_3 = 4301$ g mm^2
$J_6 = 2047$ g mm^2

Pentru calculul momentelor de inerție mecanice ale pîrghiilor, s-a folosit relația $J_x = \frac{m \cdot l^2}{3}$, considerînd pîrghia de masă m și lungime l ca fiind o bară articulată la un capăt și omogenă din punct de vedere fizic, precum și teorema lui Steiner.

Pentru a se putea realiza corect imprimarea, este necesar să se asigure o forță de imprimare medie de aproximativ 10 N [2]. În acest caz, avînd în vedere mecanismul imprimării „din zbor", unde atît tamburul cu caractere **5**, cît și aborele canelat **1** (fig. 2) au viteze constante de rotație, se va determina turația necesară arborelui **1**, deci a motorului cu care acesta este solidar pentru a se asigura fiecărui ciocănel forța de 10 N.

Impunîndu-se o productivitate de imprimare de 2 $\frac{\text{linii}}{\text{s}}$ și avînd în vedere diagrama de funcționare din figura 4, ce este strict legată și de mecanismul de avans al hîrtiei, tamburul cu caractere va trebui să execute 4 rotații/s.

În continuare, se vor nota vitezele dinaintea ciocnirii numai cu indicele corespunzător elementului, iar vitezele de după ciocnire vor avea și notația „prim".

Dacă arborele **1** are viteza periferică inițială v_1 (la ciocul C), după ciocnirea cu pîrghia **3** (s-a considerat arborele **1** solidar cu pîrghia **2** în timpul ciocnirii), aceasta va avea viteza v'_3.

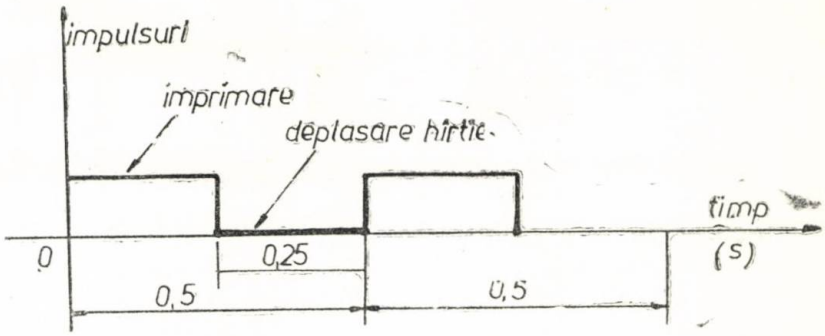


Fig. 4 Diagrama de funcționare.

Notînd cu k coeficientul de restituire al ciocnirii, care pentru ciocnirea metal pe metal are valoarea $k = \frac{5}{9}$, ([5], tab. 50.1) și cunoscînd că :

$$k = \frac{v_3'}{v_1} = \frac{v_3'}{R \cdot \omega} \quad \text{rezultă} \quad v_3' = k \cdot R \cdot \omega$$

$$\text{și} \quad v_1 = R \cdot \omega = \text{const.},$$

(ω fiind viteza unghiulară a arborelui **1**).

Viteza v_3' este viteza relativă de după ciocnire a pîrghiei 3 față de arborele **1**. Viteza absolută a pîrghiei 3 după ciocnire va fi :

$$v_{3a}' = v_3' + v_1$$

$$\text{sau} \quad v_{3a}' = R \cdot \omega(1 + k) \tag{3}$$

iar în continuare,

$$\omega = \frac{v_{3a}'}{R(1+k)} = \frac{l_1 \, \omega_3'}{R(1+k)} \tag{3'}$$

Pentru a se ține seama de influența hîrtiei de scris și a benzii carbon, situate ambele între ciocănel și tamburul cu caractere, și datorită cărora va apărea o amortizare suplimentară, se va introduce coeficientul restituire k', care va fi dat de relația :

$$k' = \frac{\omega_0}{\omega_3}, \tag{4}$$

unde ω_0 reprezintă viteza unghiulară după impactul cu tamburul **5**, dar înainte de a începe revenirea în poziția inițială, iar ω_3 viteza unghiulară înainte ca ciocănelul **3** să execute deplasarea pe cursa de 3 mm.

Influența setului hîrtie — bandă carbon asupra procesului de impact este stabilită și experimental [2], considerîndu-se că

$$k' = 0{,}7k = 0{,}388$$

Din bilanțul energetic aplicat pîrghiei 3 se deduce (neglijînd frecările)

$$\frac{1}{2} J_3(\omega_3^2 - \omega_3'^2) = -\frac{1}{2} K_a(\Delta x)^2 \tag{5}$$

în care :

K_a reprezintă constanta arcului de readucere a ciocănelului în poziția inițială;

J_3 — momentul de inerție al ciocănelului;

ω_3' — viteza unghiulară înainte ca ciocănelul 3 să execute deplasarea pe cursa de 3 mm, (ω_0 și ω_3 definite ca mai sus).

Ne interesează viteza unghiulară ω_3', deoarece în funcție de ea se determină viteza unghiulară ω a arborelui **1**.

Astfel din relația (5) rezultă :

$$\omega_3' = \sqrt{\omega_3^2 + \frac{k_a(\Delta x)^2}{J_3}} \tag{6}$$

Pentru a determina viteza unghiulară, ω_3 ce apare în relația (6), se va aplica teorema momentului cinetic asupra elementului 3. Astfel, notînd prin K_0, K' momentele cinetice înainte, respectiv după imprimare iar prin $\mathcal{P}$ percuția, se obține :

$$K_0' - K_0 = -\mathcal{P} \cdot l_1 \tag{7}$$

adică $J_3(\omega_0 - \omega_3) = -\mathcal{P} \cdot l_1$

Mai departe, $-J_3 \cdot \omega_3(1 - k') = -\mathcal{P} \cdot l_1$,

$$\text{deci} \quad \mathcal{P} = \frac{J_3 \omega_3'(1 - k')}{l_1}$$

Cunoscînd că percuția $\mathcal{P}$ se mai poate scrie și sub următoarele forme :

$$\mathcal{P} = \int_0^t F \cdot dt = F_{med} \cdot \Delta t,$$

unde F_{med} reprezintă valoarea medie a forței de impact ce acționează în intervalul Δt, va rezulta :

$$\omega_3 = \frac{F_{med} \cdot \Delta t \cdot l_1}{J_3(1 - k')} \tag{8}$$

Pentru determinarea rigidității k_a a arcului de readucere a ciocănelului în poziție inițială se aplică relația (4) :

$$F_{a_3} = \frac{G \cdot d^4 f}{8 \cdot D_m^3 n} = k_a \cdot \Delta x \quad (\text{căci } f = \Delta x) \qquad (9)$$

cu respectarea condiției ca

$$F_{a_3} \leqslant \frac{1}{K_1} \frac{\pi}{8} \frac{d^3}{D_m} \cdot \tau_{at} \qquad (10)$$

în care s-au notat prin :

G — modulul de elasticitate transversal ;
d — diametrul sîrmei ;
f — săgeata arcului;
D_m — diametrul mediu al spirei;
n — numărul de spire;
K_1 — coeficient de formă ($K_1 = 1 + 1{,}6/i$) ;
i = 5, coeficient de înfășurare).

Înlocuind relațiile (6), (8) și (10) în relația (3') se obține în final :

$$\omega = \frac{l_1}{R(1+k)} \sqrt{\left(\frac{F_{med} \cdot \Delta t \cdot l_1}{J_2(1-k')}\right)^2 + \frac{G d^4 \cdot (\Delta x)^2}{8(D_m)^3 n \cdot J_3}} \qquad (11)$$

Pentru schema constructivă propusă în figura 1 și cu datele numerice de mai jos :

$l_1 = 35$ mm ;
$R_t = 9$ mm ;
$k = \frac{5}{9}$;

$F_{med} = 10.n_c N$ (unde n_c este numărul de ciocănele maxim ce pot imprima simultan, cazul cel mai defavorabil fiind pentru $n = 15$);

$\Delta t = 50$ μs (timpul de contact);
$J_3 = 4301$ g mm^2;
$k = 0{,}388$;
$G = 80.000$ N/mm^2;
$\tau_{at} = 500$ N/mm^2;
$k_1 = 1{,}32$;
$\Delta x = 1$ mm;
$d = 0{,}8$ mm;
$D_m = i \cdot d = 4$ mm;
$n = 25$ spire,

va rezulta vă viteza unghiulară a arborelui **1** este :

$$\omega = 267{,}7 \frac{\text{rad}}{s}$$

ceea ce înseamnă că turația necesară motorului de antrenare este :

$$n_M = \frac{30 \cdot \omega}{\pi} = 2556 \text{ rot/min}$$

S-a arătat mai înainte că datorită modului de funcționare, precum și a faptului că pe circumferința tamburului **5** cu caractere sînt dispuse 13 caractere diferite, raportul de transmitere între arborele motor și tamburul cu caractere este de 13 : 1, dacă același motor antrenează atît tamburul cu caractere **5**, cît și arborele canelat **1**.

Deci,

$$i_{M-t} = \frac{n_M}{n_t} = 13 \text{ de unde } n_t = \frac{n_M}{13} = \frac{2556}{13} =$$

$$= 196 \frac{\text{rot}}{\text{min}} = 3{,}27 \frac{\text{rot}}{\text{s}}$$

Dar, deoarece conform temei impuse turația tamburului este de $4 \frac{\text{rot}}{\text{s}}$ (adică 240 rot/min), se va modifica și turația motorului, care va deveni

$$n'_M = 13 n_t = 13.240 = 3120 \frac{\text{rot}}{\text{min}}$$

Timpul de revenire al arcului de readucere în poziția inițială a cocănelului se calculează tot cu relația 2.57 [1], în care, după înlocuirile :

$$k_{11} = \frac{F}{\Delta x} = 2{,}56 \text{ N/mm},$$

$$m_s = \frac{J_3}{R^2} = \frac{4301}{25{,}2^2} = 6{,}77 \text{ g},$$

și $m_{arc\,11} = 1{,}23$ g

se obține $f_i = 94{,}5$ Hz

și deci $t_{r_{11}} = \frac{1}{4 f_i} = 2{,}64$ ms.

Calitatea imprimării

În continuare se poate pune problema dacă viteza tamburului influențează calitatea imprimării.

Pentru aceasta este necesar să se determine viteza periferică v_t a tamburului, deci să fie cunoscută raza R_t a tamburului.

Cunoscînd că pe un rînd (generatoarea tamburului) sînt 13 caractere identice, iar în marginea din dreapta sînt două caractere speciale, atunci, lungimea cilindrului ce formează tamburul cu caractere este (fig. 5) :

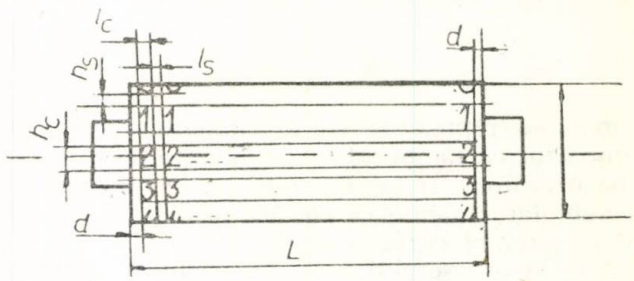


Fig. 5 Elementele geometrice ale tamburului cu caractere.

$$L = n \cdot l_c + (n-1) l_s + 2 \cdot d \qquad (12)$$

unde:

n — numărul total de caractere ($n = 15$), l_c — lățimea medie a unui caracter ($l_c = 1{,}6$ mm); l_s —

lățimea spațiului dintre caractere măsurată pe o generatoare a cilindrului (l_s = 1,5 mm); d — distanța de la caracter la marginea cilindrului (d = 1,5 mm).

Lungimea circumferinței tamburului cu caractere va fi :

$$\mathcal{L}_t = n_1 \cdot (h_c + h_s) \qquad (13)$$

unde :

n_1 reprezintă număr total de caractere diferite (n_1 = 13); h_c — înălțimea medie a unui caracter (h_c = 2,67 mm); h_s — spațiul liber între două caractere măsurat pe circumferința tamburului cu caractere (h_s = = 1,6 mm).

Cu acestea vor rezulta $L = 48$ mm și $\mathcal{L}_t =$ = 55,51 mm.

Deci, raza tamburului cu caractere va fi :

$$R_t = \frac{\mathcal{L}_t}{2} = 8{,}83 \text{ mm. Se alege } R_t = 9 \text{ mm.}$$

Pentru o corectă tipărire, trebuie verificată condiția [2] relația (4.15).

$$v_t \leqslant \frac{\Delta_g}{\Delta t} \qquad (14)$$

unde $\Delta g = 0{,}12$ mm (0,05 inch) reprezintă deplasarea admisibilă a caracterului (alungirea) în timpul contactului, Δt — timpul de contact (Δt = 50 μs).

Cum $v_t = R_t \cdot \omega_t = R_t \cdot \frac{\pi n_t}{30} = 226{,}2 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$ se verifică $226{,}2 \frac{\text{mm}}{\text{s}} < 2400 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$

Deci calitatea imprimării nu este afectată de viteza tamburului cu caractere.

Pentru alegerea motorului, va fi însă necesar să cunoaștem și momentul necesar a fi dezvoltat de acesta. Pentru aceasta se va ține seama de cele două faze pe care mecanismul le are : de demarare și de regim.

La demarare motorul va trebui să învingă inerția tamburului cu caractere, inerția arborelui canelat, inerția roților dințate ce asigură transmiterea mișcării la cei doi tamburi și frecările din lagăre.

La regim, trebuie învinse forțele de frecare din mecanism, inerția pîrghiilor din mecanismul de imprimare, forțele de inerție și frecare din mecanismul de antrenare a hîrtiei (și la unele tipuri a benzii carbon) și de realizat forțele de imprimare.

Toate aceste se pot calcula relativ ușor, astfel încît, în final, cunoscînd cele două elemente (turația și momentul motor), să fie posibilă alegerea motorului de curent contnuu ce acționează miniimprimanta.

Concluzii

Metodica de calcul propusă mai sus are în vedere determinarea turației motorului de antrenare, ținînd seama de condițiile reale de lucru (geometria mecanismului, realizarea unor anumite forțe de imprimare, timpi de contact, coeficienți de restituire, productivitate).

In același timp se pot face aprecieri și asupra calității imprimării.

Cu mici modificări, aceste considerente pot fi adoptate și pentru calculul mecanismelor de perforare din componența perforatoarelor de bandă sau de cartelă.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Grecu, E.* : Echipamente pentru prelucrarea datelor și periferice de calculator, Institutul Politehnic București, 1986.

[2] *Geber, T. și colectiv* : Echipamente periferice, vol. 2, Editura Tehnică ,București, 1981.

[3] *Demian, Tr., Tudor, D., Grecu, E.* : Mecanisme de mecanică fină, Editura didactică și pedagogică, București, 1982.

[4] *Demian, T. și colectiv* : Bazele proiectării aparatelor de mecanică fină, Editura Tehnică, București, 1986.

[5] *Popovici, M.* : Mecanica tehnică pentru muncitori, vol. 3, Editura Tehnică, București,, 1985.

CZ : 621.22

Trasarea profilului danturii rotor-stator la motoarele hidraulice lente fabricate în România

Prof. dr. doc. ing. Traian **DEMIAN**, conf. dr. ing. Dumitru **TUDOR**, ing. Adriana **HERA** — Institutul Politehnic București

Motoarele hidraulice lente fabricate la Intreprinderea „Steaua Roșie" București introduc o demultiplicare a mișcării între rotor și arborele motorului, pentru realizarea unor viteze unghiulare mici și momente motoare relativ mari.

Reducerea mișcării corespunde, cinematic, unei transmisii planetare cu bolțuri (fig. 1), la care raportul de transmitere dintre rotor și arborele motorului este :

$$i_{II-I} = i^2_{H-I}$$

sau,

$$i^2_{H-I} = -\frac{z_1}{z_1 - z_2}$$

La motoarele românești $z_1 = 6$ dinți, $z_2 = 7$ dinți ; roata dințată 2 a statorului se execută cu bolțuri, dantura rotorului este cicloidală,

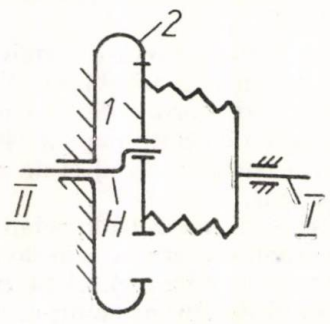


Fig. 1 Schema cinematică a motorului hidraulic lent.

mișcarea de la rotor la arborele **I** al motorului transmițîndu-se printr-un cuplaj compensator **c** cu dinți.

Dacă bolțurile statorului se pot executa cu precizie ridicată, relativ simplu, execuția danturii rotorului necesită utlizarea unor mașini-unelte cu comandă numerică.

Din acest motiv, în articol se tratează problema trasării profilului danturii rotorului, cu ajutorul calculatorului electronic, utilizîndu-se metoda de calcul propusă în [1].

Se consideră (fig. 2) două elemente al căror contact **c** formează o cuplă superioară și se determină profilul elementului **1**, în raport cu profilul elementului **2** și legile de mișcare $\theta_1 = \theta_1(t)$ și $\theta_2 = \theta_2(t)$ ale acestora.

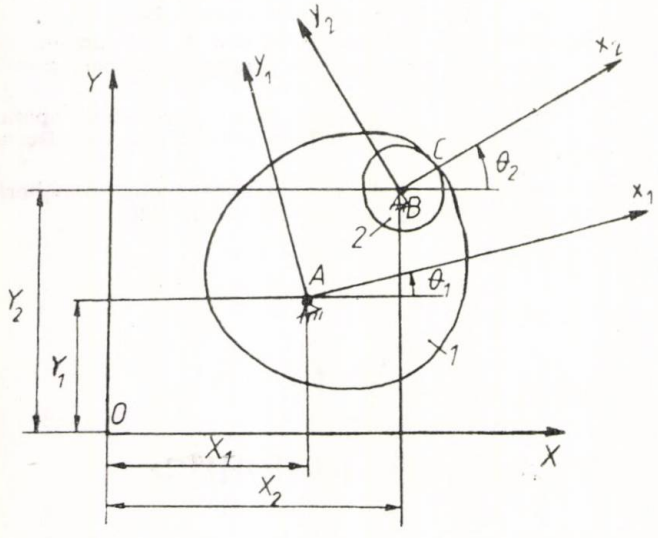


Fig. 2 Generarea profilului conjugat al două curbe reciproc înfășurate.

La generarea profilului elementului **1**, se utilizează următoarele sisteme de referință : XOY sistem de referință fix ; x_1Ay_1 sistem de referință mobil legat de elementul **1** articulat în **A** ; x_2By_2 sistem de referință legat de elementul **2** articulat în **B**.

Cunoscîndu-se profilul elementului 2, punctul de contact c_2 verificată ecuațiile parametrice,

$$x_2 = x_2(\lambda)$$
$$y_2 = y_2(\lambda),$$

fiind unghiul format între normala comună x a punctului de contact și ordonata sistemului de axe A_2By_2.

Trasarea profilului elementului **1** se obține prin satisfacerea a două condiții :

— condiția de contact, $c = c_1 = c_2$ (c_1, c_2 punctele de contact ale elemntelor **1** și **2**)

$$x_1 = x_2 = (X_2 - X_1)\cos\theta_1 - (y_2 - y_1)\sin\theta_1 + x_2\cos(\theta_2 - \theta_1) - y_2\sin(\theta_2 - \theta_1) \quad (1)$$

$$y_1 = y_{21} = -(x_2 - x_1)\sin\theta_1 + (y_2 - y_1)\cos\theta_1 + x_2\sin(\theta_2 - \theta_1) + y_2\cos(\theta_2 - \theta_1)$$

Condiția de tangență (mișcarea relativă dintre elemente se realizează după direcția tangentei) este :

$$\frac{\frac{dy_2}{d\lambda}}{\frac{dx_2}{d\lambda}} = \frac{v_{e_{12}y_2}}{v_{c_{12}x_2}} \quad (2)$$

După efectuarea calculelor condiția (2) se transformă în :

(2')

$$A\frac{dx_2}{d\lambda} + B\frac{dy_2}{d\lambda} = \frac{\omega_2 - \omega_1}{2}\frac{d}{d\lambda}(x_2^2 + y_2^2)$$

unde :

$$A = \sin\theta_2\frac{d}{dt}(X_2 - X_1) - \cos\theta_2\frac{d}{dt}(Y_2 - Y_1) + \omega_2[(X_2 - X_1)\cos\theta_2 + (Y_2 - Y_1)\sin\theta_2$$

$$B = \cos\theta_2\frac{d}{dt}(X_2 - X_1) + \sin\theta_2\frac{d}{dt}(Y_2 - Y_1) + \omega_2[-(X_2 - X_1)\sin\theta_2 + (Y_2 - Y_1)\cos\theta_2]$$

Particularizîndu-se ecuațiile (1) și (2) la un mecanism ordinar cu bolțuri (profilul danturii este independent de funcționarea planetară sau originară a mecanismului cu roți fig. 3), rezultă :

$$X_1 = 0\ ;\ X_2 = 0\ ;\ x_2 = R\sin\lambda$$
$$Y_1 = a\ ;\ Y_2 = 0\ ;\ y_2 = r - R\cos\lambda \quad (3)$$

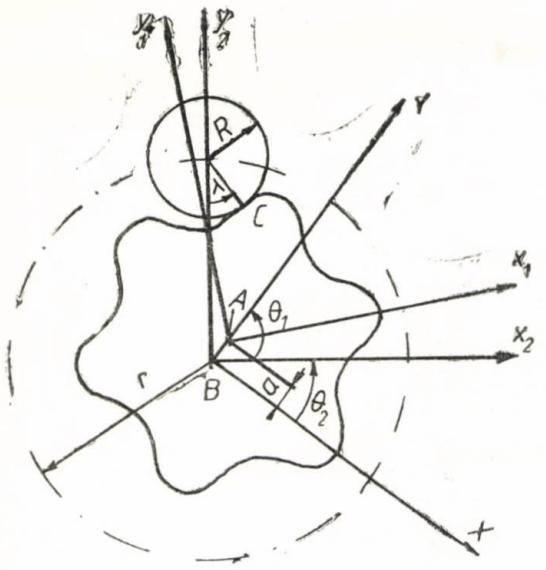


Fig. 3 Generarea profilului la o transmisie cu bolțuri.

unde :

R — raza bolțurilor;
r — raza de divizare a danturiii statorului;
a — distanța între axe a angrenajului.

Raportul de transmitere al mecanismului ordinar este :

$$i_{1-2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{\theta_1}{\theta_2} \qquad (4)$$

Înlocuindu-se relațiile (3) în (1) și (2) se obține :

$$x_1 = -a \sin\theta_1 + x_2 \cos(\theta_2 - \theta_1) - \\ - y_2 \sin(\theta_2 - \theta_1)$$

$$y_1 = -a \cos\theta_1 + x_2 \sin(\theta_2 - \theta_1) + \\ + y_2 \cos(\theta_2 - \theta_1)$$

$$\lambda = \text{arc tg} \frac{\dfrac{az_1}{(z_2 - z_1)\, r \sin\theta_2}}{1 - \dfrac{az_1}{(z_2 - z_1)\, r} \cos\theta_2} \qquad (5)$$

unde x_2 și y_2 sînt date de relațiile (3)

Pentru generarea întregului rotor, θ_2 variază de la 0 la 360 × 6 și θ_1 de la 0 la 360 × 7, iar pentru generarea unui dinte θ_2 variază de la 0 la 360 (și θ_1 de la 0 la 420).

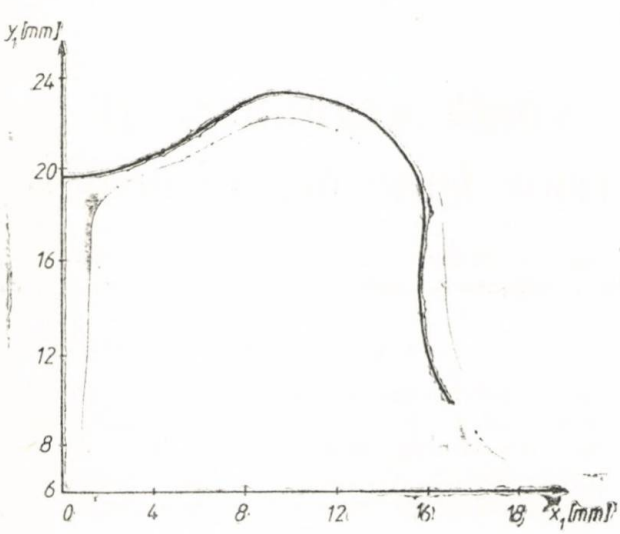
În figura 4 sînt trasate prin puncte profilul dintelui rotorului (4,a) și dantura completă a rotorului (4, b), produs de Intreprinderea „Steaua Roșie" ($R = 9{,}555$; $r = 32{,}395$; $a = 3{,}177$).

Pentru calculul variației de volum V_t, cuprins între două bolțuri succesive, stator și rotor (necesară la determinarea modului de alimentare și a turației motorului, cît și pentru calculul momentului dat de forțele de presiune ce acționează asupra rotorului), trebuie cunoscute coordonatele tuturor punctelor de contact rotor-stator pentru un ciclu de funcționare.

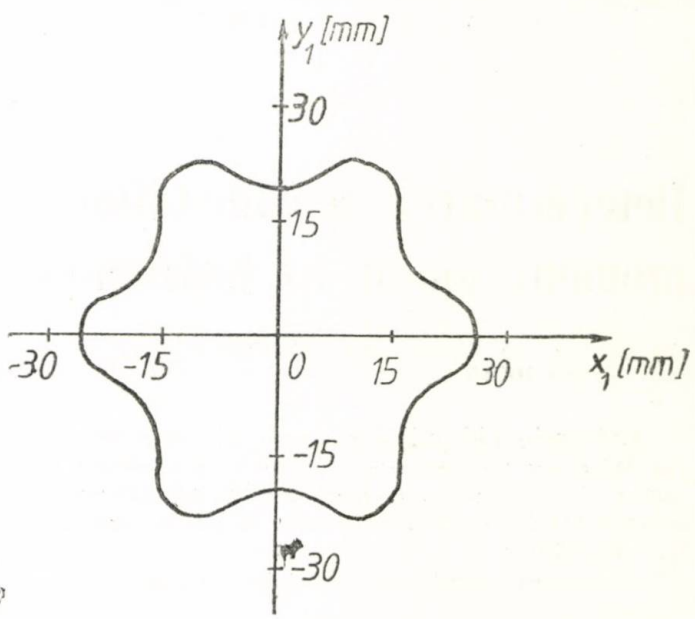
Considerîndu-se cazul particular analizat $z_2 = 7$, $z_1 = 6$ și contactul cu un singur bolț, prin particularizarea ecuațiilor (1) și (2) pentru cele n bolțuri (fig. 5) se obține :

$$x_1 = -a \sin\theta_1 + x_2 \cos(\theta_2 - \theta_1) - \\ - y_2 \sin(\theta_2 - \theta_1)$$

$$y_1 = -a \cos\theta_1 + x_2 \sin(\theta_2 - \theta_1) + \\ + y_2 \cos(\theta_2 - \theta_1)$$



a



b

Fig. 4 Profilul danturii rotorului.

unde :

$$x_2 = r \sin [(n-1)\beta] + R \sin \lambda$$
$$y_2 = r \cos [(n-1)\beta] - R \cos \lambda \qquad (7)$$

pentru $n = 1, 2, 7$

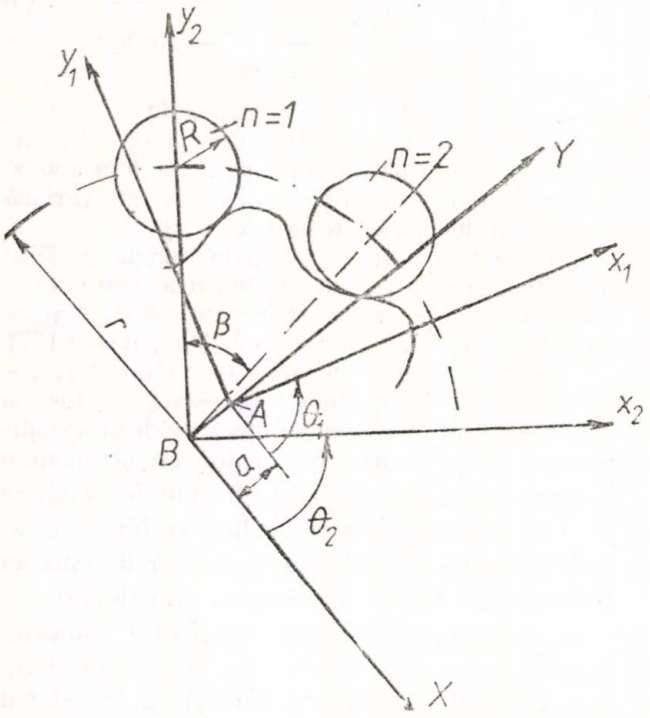


Fig. 5 Coordonatele punctelor de contact stator-rotor.

$$\lambda = \text{arc tg} \frac{c \sin \theta_2 - \sin [(n-1)\beta]}{\cos [(n-1)\beta] - c \cos \theta_2}$$

pentru $n = 3$

$$\lambda = \text{arc tg} \frac{c \sin \theta_2 - \sin [(n-1)\beta]}{\cos [(n-1)\beta] - c \cos \theta_2} + \pi, \text{ dacă}$$

$$\text{arc tg} \frac{c \sin \theta_2 - \sin [(n-1)\beta]}{\cos [(n-1)\beta] - c \cos \theta_2} > 0$$

$$\lambda = \text{arc tg} \frac{c \sin \theta_2 - \sin [(n-1)\beta]}{\cos [(n-1)\beta] - \cos \theta_2}, \text{ dacă}$$

$$\text{arc tg} \frac{c \sin \theta_2 - \sin [(n-1)\beta]}{\cos [(n-1)\beta] - c \cos \theta_2} \leqslant 0$$

pentru $n = 4, 5$

$$\lambda = \text{arc tg} \frac{c \sin \theta_2 - \sin [(n-1)\beta]}{\cos [(n-1)\beta] - \cos \theta_2} + \pi$$

pentru $n = 6$

$$\lambda = \text{arc tg} \frac{c \sin \theta_2 - \sin [(n-1)\beta]}{\cos [(n-1)\beta] - c \cos \theta_2} + \pi \text{ dacă}$$

$$\text{arc tg} \frac{c \sin \theta_2 - \sin [(n-1)\beta]}{\cos [(n-1)\beta] - c \cos \theta_2} < 0$$

$$\lambda = \text{arc tg} \frac{c \sin \theta_2 - \sin [(n-1)\beta]}{\cos [(n-1)\beta] - c \cos \theta_2} \text{ dacă}$$

$$\text{arc tg} \frac{c \sin \theta_2 - \sin [(n-1)\beta]}{\cos [(n-1)\beta] - c \cos \theta_2} \geqslant 0$$

unde :

$$c = \frac{az_1}{(z_2 - z_1) r} = \frac{6a}{r}$$

BIBLIOGRAFIE

[1] *Pelecudi, Ch., Sava, I.* : Asupra analizei și sintezei unitare a mecanismelor cu cuple superioare. Revista „Studii și cercetări de mecanică aplicată" nr. 2.

[2] *Demian, Tr., ș.a.* : Bazele proiectării aparatelor de mecanică fină. Vol. II, Editura Tehnică, București, 1986.

CZ : 621.22

Determinarea parametrilor de viteză unghiulară și moment motor ai hidromotoarelor lente de tip orbital

Șef lucr. dr. ing. Nicolae **ALEXANDRESCU**, conf. dr. ing. Dumitru **TUDOR**, ing. Adriana **HERA**
— Institutul Politehnic București

Motoarele hidraulice rotative, ca majoritatea tipurilor de motoare, dezvoltă un moment motor și evoluează cu viteze unghiulare cu un anumit grad de neuniformitate. Relațiile practice de calcul :

— pentru turația arborelui motorului :

$$n_M = Q_a \eta_V V_g \qquad (1)$$

— pentru momentul motor de la arbore :

$$M_M = V_g \Delta p \eta_m / 2\pi \qquad (2)$$

permit determinarea unor componente medii. În relațiile (1) și (2), chiar dacă se iau măsuri riguroase pentru fixarea unora dintre mărimi (a debitului de alimentare — Q_a, a randamentului volumic η_V sau mecano-hidraulic η_m și a diferenței de presiune dintre camerele de alimentare și cele de evacuare — Δp, turația mo-

torului, respectiv viteza unghiulară și momentul motor variază după o funcție omoloagă funcției de variație a volumului camerelor active.

În raport cu structura cinematică a mecanismelor care materializează funcționarea motorului, volumul camerelor active variază după o funcție neliniară dependentă de poziția în spațiu a elementelor active ale motorului (palete, pistonașe, subansamblu generator, etc.), implicit de timp.

Sînt cunoscute metode de calcul al gradului de neuniformitate, care utilizează viteza de variație a volumului geometric, apelînd astfel la volumul geometric instantaneu. Pe această cale, se obțin însă numai rezultate cantitative. Pentru determinarea modului real de evoluție al parametrilor tehnico-funcționali, este oportună utilizarea calculatoarelor numerice. Printr-o metodică adecvată de operare, folosind eficient facilitățile calculului automat, în raport și cu corectitudinea modelului matematic, se pot obține informații deosebit de utile și de natură calitativă. În acest sens, lucrarea și-a propus determinarea vitezei unghiulare de rotație și a momentului motor de la un hidromotor lent de tip orbital, din producția de serie la Intreprinderea „Steaua Roșie" București.

În general, pentru acest tip de motor hidraulic, coordonatele punctelor de contact x_1 și y_1 ce aparțin rotorului și x_2, y_2 ce aparțin statorului, ale căror axe se găsesc la distanța a, reprezentate în figura 1, sînt date de relațiile [1]:

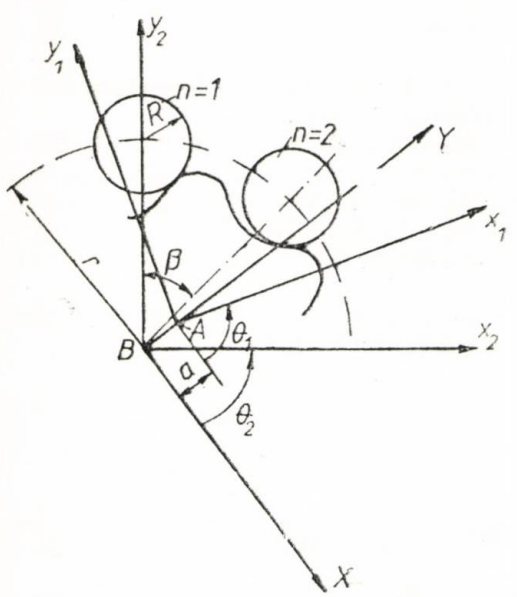


Fig. 1 Coordonatele punctelor de contact stator — rotor.

$$x_1 = -a \sin\theta_1 + x_2 \cos(\theta_2 - \theta_1) - y_2 \sin(\theta_2 - \theta_1)$$
$$y_1 = -a \cos\theta_1 + x_2 \sin(\theta_2 - \theta_1) + y_2 \cos(\theta_2 - \theta_1) \quad (3)$$

unde : $x_2 = r \sin(n-1)\beta + R \sin\lambda$
$y_2 = r \cos(n-1)\beta - R \cos\lambda$ (4)

pentru : $n = 1, 2, 7$;

$$\lambda = \text{arc tg} \frac{c \sin\theta_2 - \sin(n-1)\beta}{\cos(n-1)\beta - c\cos\theta_2};$$

pentru : $n = 3$;

$$\lambda = \text{arc tg} \frac{c \sin\theta_2 - \sin(n-1)\beta}{\cos(n-1)\beta - c\cos\theta_2} + \pi;$$

dacă : $\dfrac{c \sin\theta_2 - \sin(n-1)\beta}{\cos(n-1)\beta - c\cos\theta_2} > 0$ (5)

$$\lambda = \text{arc tg} \frac{c \sin\theta_2 - \sin(n-1)\beta}{\cos(n-1)\beta - c\cos\theta_2};$$

dacă : $\text{arc tg} \dfrac{c \sin\theta_2 - \sin(n-1)\beta}{\cos(n-1)\beta - c\cos\theta_2} \leq 0$

pentru : $n = 4, 5$;

$$\lambda = \text{arc tg} \frac{c \sin\theta_2 - \sin(n-1)\beta}{\cos(n-1)\beta - c\cos\theta_2} + \pi$$

pentru : $n = 6$;

$$\lambda = \text{arc tg} \frac{c \sin\theta_2 - \sin(n-1)\beta}{\cos(n-1)\beta - c\cos\theta_2} + \pi$$

dacă : $\text{arc tg} \dfrac{c \sin\theta_2 - \sin(n-1)\beta}{\cos(n-1)\beta - c\cos\theta_2} < 0$

$$\lambda = \text{arc tg} \frac{c \sin\theta_2 - \sin(n-1)\beta}{\cos(n-1)\beta - c\cos\theta_2} \quad 0$$

unde : $c = \dfrac{6a}{r}$; $\beta = 2\pi/7$

În figura 1 și relațiile (3) . . . (5) intervin notațiile :

r — raza de așezare a bolțurilor;
R — raza bolțului;
n — numărul bolțului în contact;
λ — unghiul dintre normalele comune ale punctelor de contact și ordonata By_2 a sistemului de axe de coordonate x_2By_2.

Relațiile (3) . . . (5) stabilesc profilul rotorului generat de fiecare bolț, în cazul în care mecanismul omolog subansamblului roto-stator ar efectua o mișcare ordinară. În realitate, rotorul execută o mișcare planetară față de statorul fix al motorului. În acest caz, relațiile (3). . . . (5), transpuse la mecanismul planetar echivalent, rămîn valabile numai pentru un unghi de rotație $\varphi_1 = \theta_1/7$, identic cu unghiul de rotație al rotorului față de axa proprie, preluat prin arborele de transmisie de arborele de ieșire al motorului. Astfel, profilul rotorului va fi generat prin variația unghiului φ_1 de la 0 la

360°/7, cu $n=1, 2 \ldots 7$, iar coordonatele punctelor de pe profil se stabilesc cu relația :

$$c_1[x_{1_v}(n, i), y_{1_v}(n, i)], \text{ unde } i = 1 \ldots n_1 ;$$

$$\varphi_1 = (i - 1)\,[(2\pi/7)/(n_1 - 1)]$$

Numărul de puncte în care s-a discretizat profilul motorului este 7 $(n_1 - 1)$, iar incrementul de descriere $(2\pi/7)/(n_1 - 1)$. Parametrul n reprezintă numărul bolțului considerat în contact în punctele c_1, iar v — unghiul dintre sistemul de axe de coordonate afectat rotorului și sistemul de axe de coordonate al statorului. Pentru generarea profilului, unghiul φ_1 va lua valori în domeniul $[v_j, v_j + 2\pi/7]$ și vor rezulta coordonatele :

$$\left[v_{1_{v_j}}(n, i), y_{1_{v_j}}(n, i)\right]_{\substack{n=1,7 \\ i=1,n_1}} \qquad (6)$$

Calculul parametrilor reali de viteză unghiulară și moment motor impune determinarea volumelor V_n (fig. 2) ale camerelor delimitate de două bolțuri alăturate și a modului de variație a lor la rotirea rotorului. Dacă M și N sînt puncte succesive de contact între bolțuri și rotor (fig. 3), volumul :

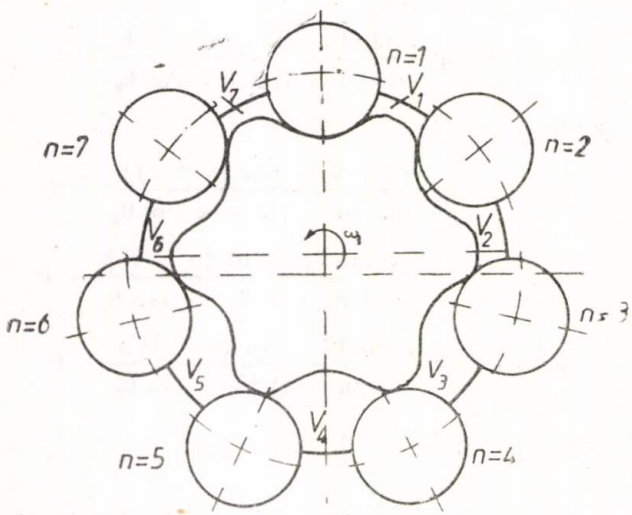


Fig. 2 Punctele inițiale de contact stator — rotor.

$$V_n = V_{MRQN} = V_{BMRQN} - V_{BMN}$$

$$= l_R(A_{BMRQN} - A_{BMN})$$

Deoarece forma rotorului este complexă, se recurge la discretizarea profilului său apelîndu-se la aria : $A_{MBN} = \sum_{i=1}^{n_1 - 1} A_i$

La calculul ariei A_{BMRQN} se consideră variația coordonatelor punctelor M și N în raport de sistemul de axe 2.

Curba de variație a unuia dintre volumele V_n, obținută prin calculul numeric, este reprezentată în figura 4. Fiecare din volumele V_n ($n = 1 \ldots 7$) variază după curbe identice, defazate cu unghiul 60°/7. Defazarea și periodicitatea sînt exprimate de relațiile (8) respectiv (9) :

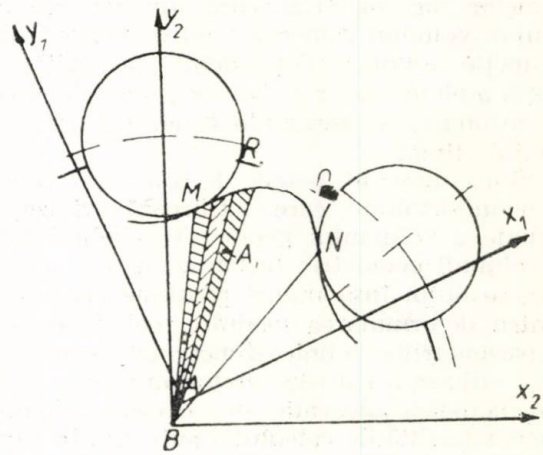


Fig. 3 Principiul de calcul al volumului dintre două bolțuri.

$$V_n(v) = V_{n+1}(v + 60/7) \quad \text{pentru} : n = 1 \ldots 6 \quad (8),$$

$$V_7(v) = V_1(v + 60/7)$$

$$V_n(v) = V_n + (v + 60) \quad \text{pentru} : n = 1 \ldots 7 \quad (9),$$

Acționarea motorului hidraulic este corect făcută, dacă, pe toată perioada creșterii volumelor V_n, acestea sînt conectate la alimentarea cu ulei sub presiune și, pe toată perioada scăderii lor, sînt conectate la circuitul de rezervor.

În condițiile următoarelor ipoteze de funcționare :

— conectarea volumelor la circuitele de presiune și rezervor este ideală ;

— presiunea de alimentare este constantă și se instalează instantaneu, o dată cu schimbarea sensului de variație al volumelor ;

— mediul fluid de lucru este incompresibil;

— pierderile datorită frecărilor sînt neglijabile,

— variația vitezei unghiulare este dată de funcția :

$$\omega = \frac{Q_a}{d\Sigma V_n/dv} \qquad (10)$$

unde :

$$Q_a = \frac{d\sum_{n}^{n+k} V_n}{pt} = \frac{d\Sigma V_n}{dv}\frac{dv}{dt} = \omega\frac{d\Sigma V_n}{dv} \qquad (11)$$

S-au notat cu Q_a — debitul de alimentare, k — numărul camerelor alimentate cu presiune la un moment dat.

Concret, pentru tipo-dimensiunea de hidromotor lent cu :

volumul geometric — $V_g = 100$ cm³/rot, $l_R = 6$ mm, $Q = 3{,}177$ mm, $R = 9{,}555$ mm, $r = 32{,}395$ mm, $z_1 = 6$, $z_2 = 7$; $Q_a = 6$ l/min, $p_a = 125$ bar,

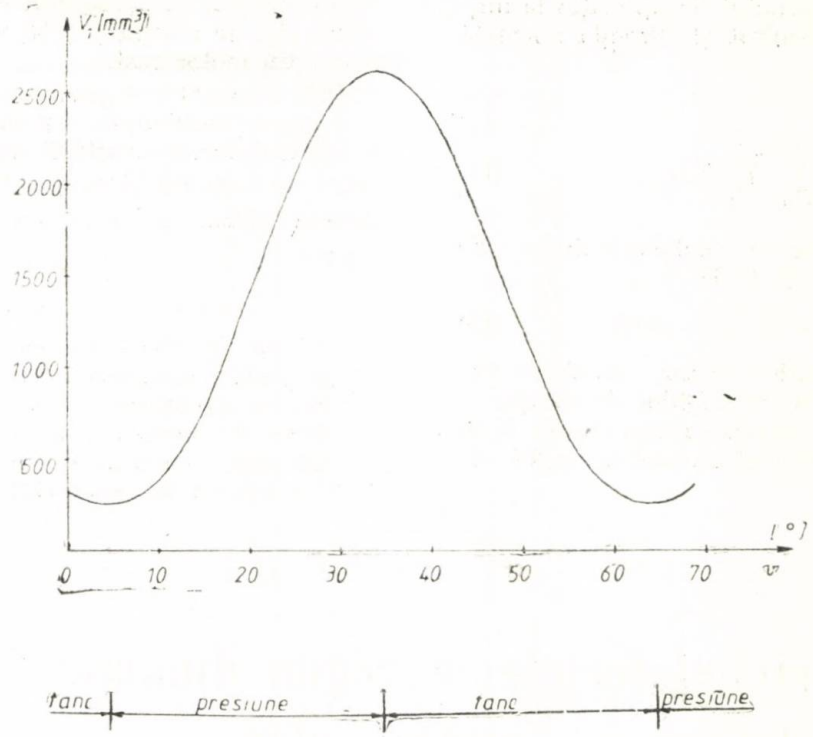


Fig. 4 Diagrama de variație a volumului $V_n = V_n(v)$.

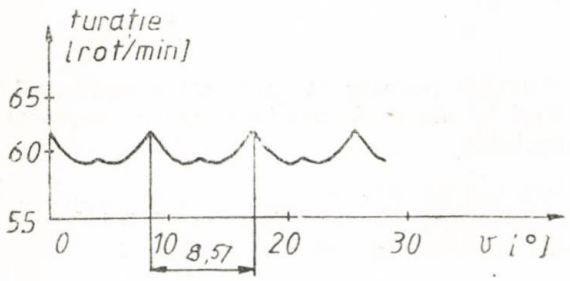


Fig. 5 Diagrama de variație $n_M = n_M(v)$.

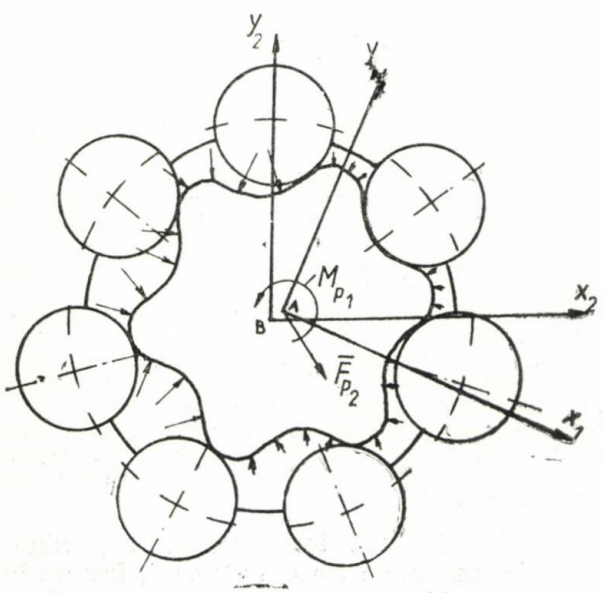


Fig. 6 Distribuția de presiuni, forțe și momente motoare.

a cărui turație medie, după relația (1), $n = 60$ rot/min., modul real de variație a turației este reprezentat în figura 5. S-a obținut o periodicitate de apariție a maximelor de turație pentru un unghi $v = 8{,}57°$.

Pentru calculul momentului motor, la aceeași tipo-dimensiune, se consideră forțele dezvoltate de presiunea de alimentare pe suprafețele continuu variabile, funcție de unghiul v, ale rotorului, reduse în punctul **A** — figura 6.

Momentul motor este dat de expresia:

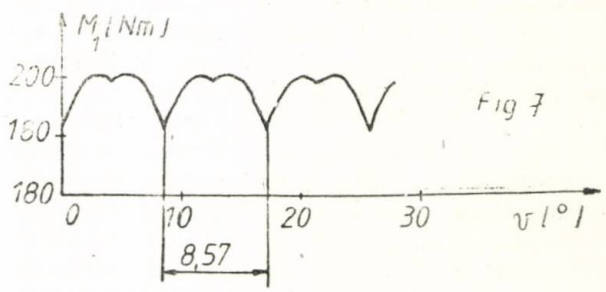


Fig. 7 Diagrama de variație $M_m = M_m(v)$.

$$\bar{M}_1 = \bar{M}_{p1} + \frac{\omega_2}{\omega_1}(\overline{BA} \cdot \bar{F}_{p2}) \qquad (12)$$

Prin aproximarea profilului rotorului cu un poligon cu 7 (n_1—1) laturi, se consideră că forțele dezvoltate de presiune ce dau momentul M_{p1} sînt :

$$F_{pn.i} = p_a l_R \sqrt{[x_{1v}(n, i) - x_{1i}(n, i+1)]^2 + [y_{1v}(n, i) - y_{1v}(n, i+1)]^2} \qquad (13)$$

Aceste forțe au punctul de aplicație la mijlocul segmentului rezultat și direcția normală pe acest segment.

Forțele $\overline{F}_{p2}$ fiind :

$$\overline{F}_{p2} = \sum_{n=1}^{7} \sum_{i=1}^{n_1=1} F_{pn,\,i}, \qquad (14)$$

momentele dezvoltate în celelalte volume de lucru au o periodicitate de 60°/7 :

$$M_1\ (v) = M_1\ (v + 60/7) \qquad (15)$$

Variația momentului motor, conform expresiei (12), în raport cu unghiul de rotație — v al arborelui, este reprezentată în figura 7. Și aici maximele de moment au același unghi de periodicitate.

Se constată abaterea dintre momentul motor mediu dat de relația (2), $M_1 = 180$ Nm și momomentul motor real.

Prin cunoașterea gradului de neuniformitate a vitezei unghiulare și momentului motor, rezultată datorită structurii cinematice a acestor tipuri de motoare hidraulice, se poate face o utilizare optimă a lor în diverse situații de acționare.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Demian, Tr., Tudor, D., Hera, Adriana* : Trasarea profilului la motoarele hidraulice fabricate în R.S.R. Revista „Construcția de mașini" nr. 5/1989.

[2] *Marin, V., Moscovici, R., Teneslav, D.* : Sisteme hidraulice de acționare și reglare automată. Editura Tehnică, București, 1983.

CZ : 621—81

Cercetări privind forțele în regim dinamic la un distribuitor cu sertăraș plan

Dr. ing. Emil **CIOBANU** — D.C.I.A.C.P.A. — M.I.C.M.

Introducere

Pentru sistemele hidraulice de urmărire, larg răspîndite în numeroase domenii ale tehnicii, deseori, s-a dovedit insuficientă definirea parametrilor statici ai distribuitoarelor care le deservesc. Avînd în vedere că, de fapt, regimul de lucru al unui sistem de urmărire este preponderent tranzitoriu, se impune în primul rînd studierea regimurilor dinamice, aspect de care se ocupă lucrarea de față. Distribuitorul cu sertăraș plan cercetat, puțin studiat în literatura de specialitate, este de tipul cu patru muchii active și intră în componența unui sistem de urmărire mecano-hidraulic cu reacție în poziție.

Sertărașul, a cărui formă rezultă din figura 1, este fixat, prin intermediul unui ax, între două plăci plane, cea de bază și cea superioară. Cele două plăci, între care se rotește sertărașul în timpul funcționării sale, au rugozitatea $R_a = 0{,}1$ μm și abaterea la planeitate pe zona de lucru cu sertărașul, limitată la 1 micron. Placa de bază este fixă și conține o serie de canalizații de legătură cît și 4 canale care participă la distribuția lichidului, două pentru intrarea lichidului de la pompă spre consumator și două pe traseul consumator-rezervor.

Pentru dirijarea lichidului, sertărașul se rotește proporțional cu deplasarea liniară a punctului **A**. Cantitatea de lichid care traversează fantele este determinată de căderea de presiune și respectiv suprafața fantelor.

Calculul forțelor de acționare a sertărașului lucrînd în regim de excitare, cu o deplasare sinusoidală

Ecuația de mișcare a unui sertăraș plan, în al cărui sistem de acționare nu intră arcuri, poate fi scrisă în următoarea formă :

$$F = F_I + F_f + F_v \pm F_e - F_{HS} \pm F_{HN} + F_G \pm G \qquad (1)$$

unde :

F_I — forța de inerție cauzată de masele puse în mișcare;

F_f — este forța de frecare uscată (apreciem că nu apare în cazul studiat) ;

F_v — forța datorită frecării vîscoase;

F_e — forța datorată unor contrapresiuni (dar așa cum este construcția distribuitorului acest termen nu va apărea);

F_{HS} — forța hidrodinamică staționară pentru care au fost elaborate relațiile în [2];

F_{HN} — forța hidrodinamică nestaționară, neglijabilă datorită soluției constructive;

F_G — frecarea în garnituri — în cazul nostru o garnitură inel 0 de pe axul de rotație, cu centrul în **C**, ax sprijinit pe rulmenți (fig. 1);

G — greutatea sistemului de pîrghii (a fost compensată prin corecții introduse blocului electronic de alimentare și condiționare a semnalului pentru traductorul de forță).

Relația (1), după introducerea expresiilor forței de inerție, de frecare vîscoasă, frecare în garnituri și hidrodinamică staționară, va fi de forma :

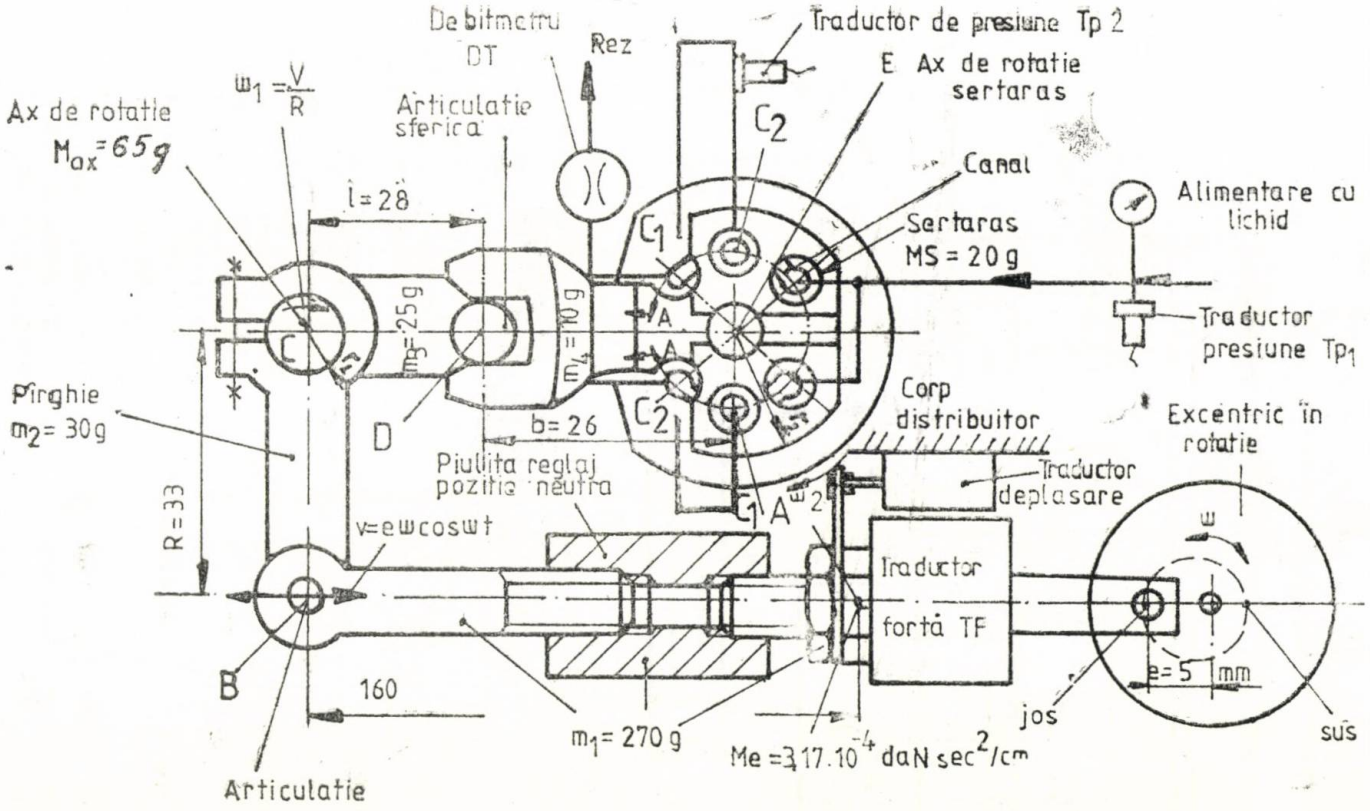

Debitmetru
DT
Rez
Traductor de presiune Tp 2
E Ax de rotatie
sertaras
Ax de rotatie
Max=65g
ω1 = V/R
Articulatie
sferica
C2
Canal
Alimentare cu
lichid
l=28
C1
Sertaras
MS = 20 g
m3=25g
m4=10g
A
A
Traductor
presiune Tp1
Pirghie
m2= 30g
D
b=26
C2
Corp
distribuitor
Excentric in
rotatie
Piulita reglaj
pozitie neutra
Traductor
deplasare
C1
A
ω2
R=33
v=eωcosωt
ω
Traductor
forta TF
B
160
e=5 mm
jos
sus
m1= 270 g
Me =3,17.10-4 daN sec2/cm
Articulatie

Fig. 1 a

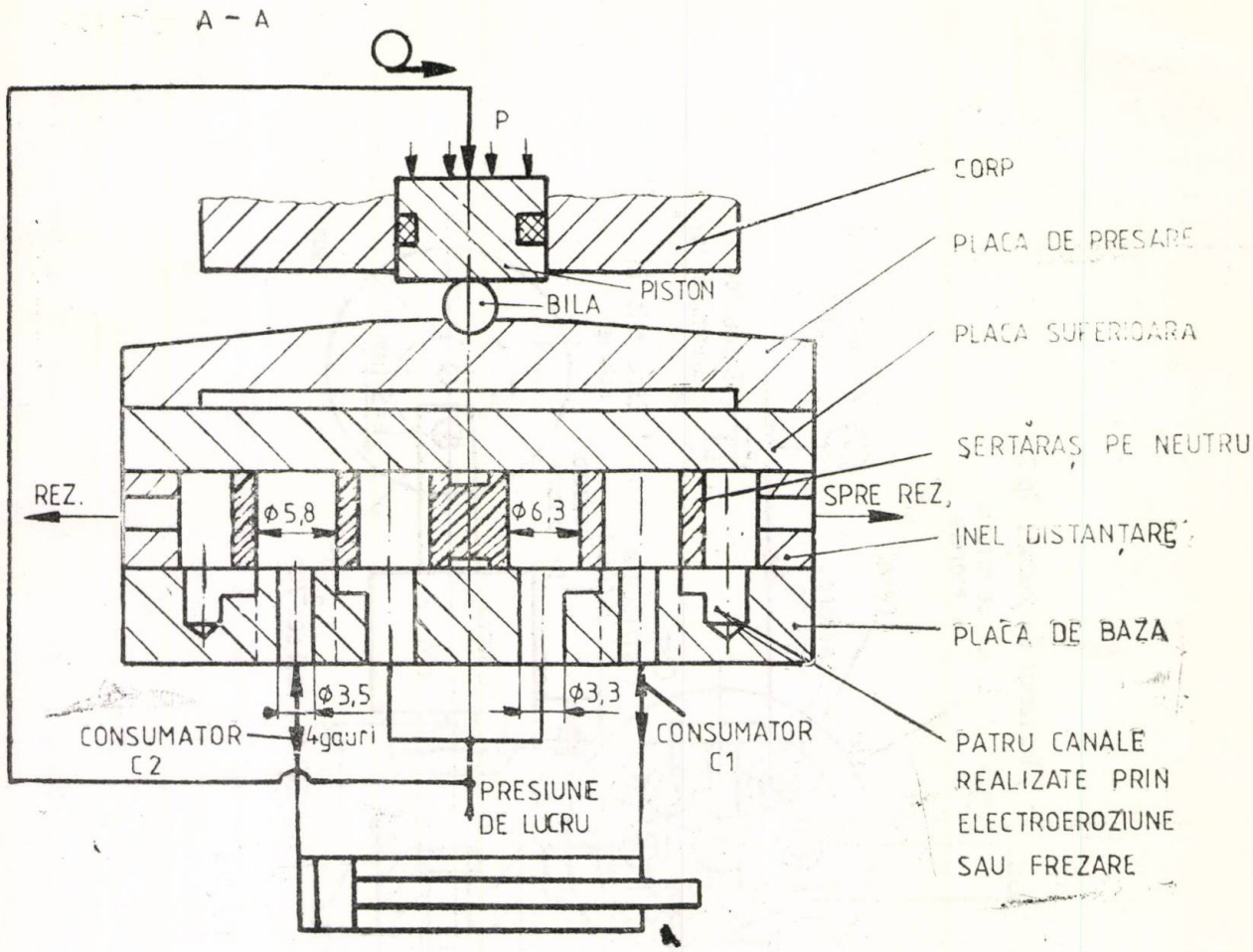


Fig. 1 b

Fig. 1 Construcția și montajul pentru încercări a distribuitorului cu sertăraș plan cercetat.

a) secțiune desfășurată după planul A—A din vederea de jos ; b) schema acționării sertărașului și dispunerea traductoarelor pentru măsurări în regim dinamic.

$$F = -\left\{ m_1 + m_2\left[1 + \left(\frac{r_1}{R}\right)^2 + \frac{r_1}{R}\right] + \frac{1}{2}\frac{\text{Max } r_1^2}{R^2} + \right.$$

$$+ m_3\left[\left(\frac{1}{R}\right)^2 + \left(\frac{r_1}{R}\right)^2 + \frac{1}{R}\frac{\gamma_1}{R}\right] +$$

$$+ \frac{l^2}{b^2} m_4\left[\left(\frac{b^2}{R}\right) + \left(\frac{r_2}{R}\right)^2 + \frac{br_2}{R^2}\right] + \qquad (2)$$

$$\left. + \frac{M_s r_2}{2}\frac{l^2}{b^2R^2}\right\} e\omega^2 \sin\omega t + \frac{S\nu\gamma}{g} e\omega\cos\omega t \cdot$$

$$\cdot \frac{l^2}{R^2}\frac{r_s^2}{b^2} + \frac{\pi}{2}\frac{11{,}25 - 2\pi fc\dfrac{D}{2R}}{18{,}1}\cdot$$

$$(p_0 + slp) D^2 \frac{1}{10R} + 0{,}345\left(\frac{C_D^2 A_1^2 \dfrac{2\Delta p_1}{\rho}}{A_1} + \right.$$

$$\left. + \frac{C_D^2 A_2^2 \dfrac{2\Delta p_2}{\rho}}{A_2}\right)$$

Notațiile și valorile termenilor sînt cele indicate în figura 1 ; în plus, mai apar :

S — suprafața de alunecare a sertărașului 1,98 cm²;
C_0 — coeficientul de debit 0,75—0,8;
D — diametrul axului etanșat;
A_1 și A_2 suprafețele fantelor de comandă intrare respectiv ieșire;
f, c, p_0 termeni legați de frecarea în garnituri;
$\Delta p_1 + \Delta p_2 = 190$ bar, căderea de presiune în fantele înseriate;
densitatea lichidului $\rho = 0{,}85$ kg/dm³;
vîscozitatea cinematică a lichidului utilizat $\nu = 20$ cST.

În relații s-au luat în considerare și căderile de presiune datorate frecărilor, cît și cele necesare accelerării maselor de lichid prin conducte și canalizații.

După înlocuirea termenilor, se obține relația de calcul al forței necesare acționării sertărașului, în punctul de legătură cu traductorul de forță, funcție de poziția sertărașului, în timpul mișcării sinusoidale :

$$F = F_v + F_G + F_I + F_{HS} = \qquad (3)$$

$$= 1{,}123 \cdot 10^{-3} f \cos \omega t + 0{,}00359\ (11{,}25$$
$$- 0{,}57\ f \cos \omega t) \cdot (4 + 0{,}72 \sin^2 \omega t) - \quad (4)$$
$$- 0{,}0064\ f^2 \sin \omega t + 0{,}2544 \sin \omega t - 0{,}021$$

Cu excepția forței hidrodinamice staționare, celelalte componente ale forței totale sînt dependente de frecvență, iar forța de inerție de pătratul acesteia.

Se observă că maximul componentelor din forța totală se atinge în momente diferite : două sînt dependente de funcția sinus, dar au sens opus (forța de inerție și hidrodinamică staționară), celelalte două componente urmează, în principal, variația funcției cosinus.

Reprezentarea grafică a variației forțelor funcției de poziția sertărașului

În scopul reprezentării grafice, au fost folosite facilitățile unui sistem format din :

— calculatorul HP 9835 B ;
— plotterul HP 7225 A ;
— imprimanta HP 9631 A ;

și s-au parcurs o serie de etape descrise în continuare.

a) Relațiile au fost aduse la o formă în care s-a păstrat o singură variabilă, unghiul excentriculuï. S-au ales următoarele valori ale frecvențelor : 0,09, 0,4; 1,67 ; 3 ; 6,7 ; 7,5 ; 10 ; frecvențe pentru care s-au obținut și înregistrări ale forței totale pe hîrtie sensibilă la raze ultraviolete.

b) Pentru cele patru cadrane s-au specificat semnele.

c) În limbaj BASIC evoluat, specific calculatorului HP, s-a întocmit programul pentru reprezentarea grafică a datelor, funcție de parametrul de intrare în intervalul 0—360° din grad în grad.

d) Pe lîngă reprezentarea grafică, s-a întocmit un program pentru testarea valorilor în zone semnificative, care permit să se pună în evidență cu precizie porțiuni cercetate.

Prezentarea diagramelor trasate la plotter

Vom analiza în continuare diagramele din figurile 2, a și 2, b, urmărind evoluția fiecărei forțe odată cu creșterea frecvenței.

a) Forța hidrodinamică staționară teoretic nu este dependentă de frecvență și în ambele cazuri are aceleași valori și același mod de variație. Este pusă în evidență și zona de insensibilitate.

b) Forța de frecare vîscoasă variază sinusoidal atingînd valori maxime la trecerea prin zonele de insensibilitate, dar din grafice se observă că practic este neglijabilă ca valoare (chiar la frecvența de 10 Hz).

c) Forța de frecare în garnituri are o influență semnificativă, în special, în locurile de inversare a sensului deplasării, unde își schimbă sensul trecînd din forțe de întindere în forțe de compresiune (sus) și invers (jos). Se observă scăderea acestei forțe la viteze mari (ex. la 10 Hz, fig. 2 b, în punctele 0^0, 180^0, 360^0).

Cercetarea experimentală

Studierea regimurilor dinamice a devenit una din preocupările de bază în domeniul acționărilor hidrostatice. Cercetarea experimentală a regimurilor dinamice este posibilă numai cu o aparatură adecvată și cu ajutorul unor dispozitive speciale. Astfel mișcarea sinusoidală a fost generată cu ajutorul unui excentric, acționat de un motor de curent continuu, comandat de un grup electronic cu tiristori, ambele realizate în țară.

Din figura 1 rezultă dispunerea punctelor de măsură enumerate în continuare :

— traductorul de presiune **TP_1** (de tip P 3 M—HBM domeniu 0—500 bari) a fost dispus într-un racord special, la 15 cm de intrarea în corpul distribuitorului, pe o conductă rigidă cu diametrul interior 8 mm, prin care se realiza alimentarea cu lichid sub presiune ;

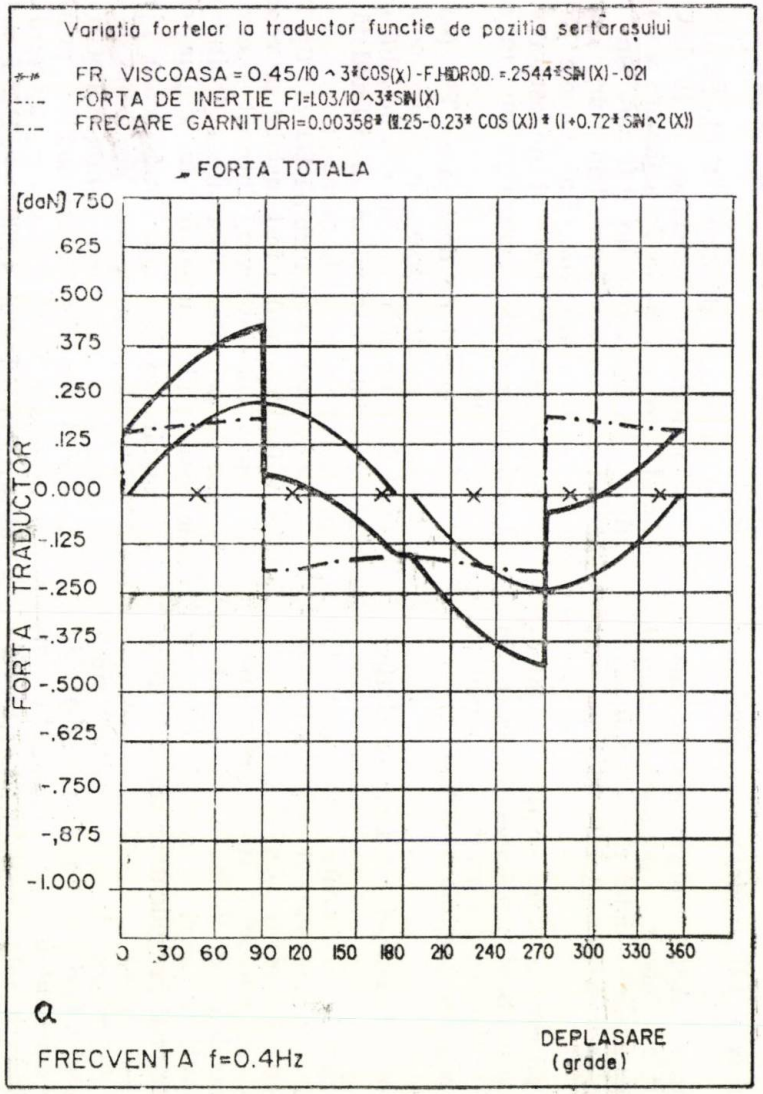
— traductorul de presiune **TP_2** (domeniu 0—200 bari) a fost montat în exteriorul corpului distributorului, pe un racord „T" care făcea și legătura între două conducte flexibile avînd diametrul interior 8 mm, prin care lichidul circula între orificiile C1 și C2 reprezentînd legăturile la consumator ale distribuitorului cercetat ;

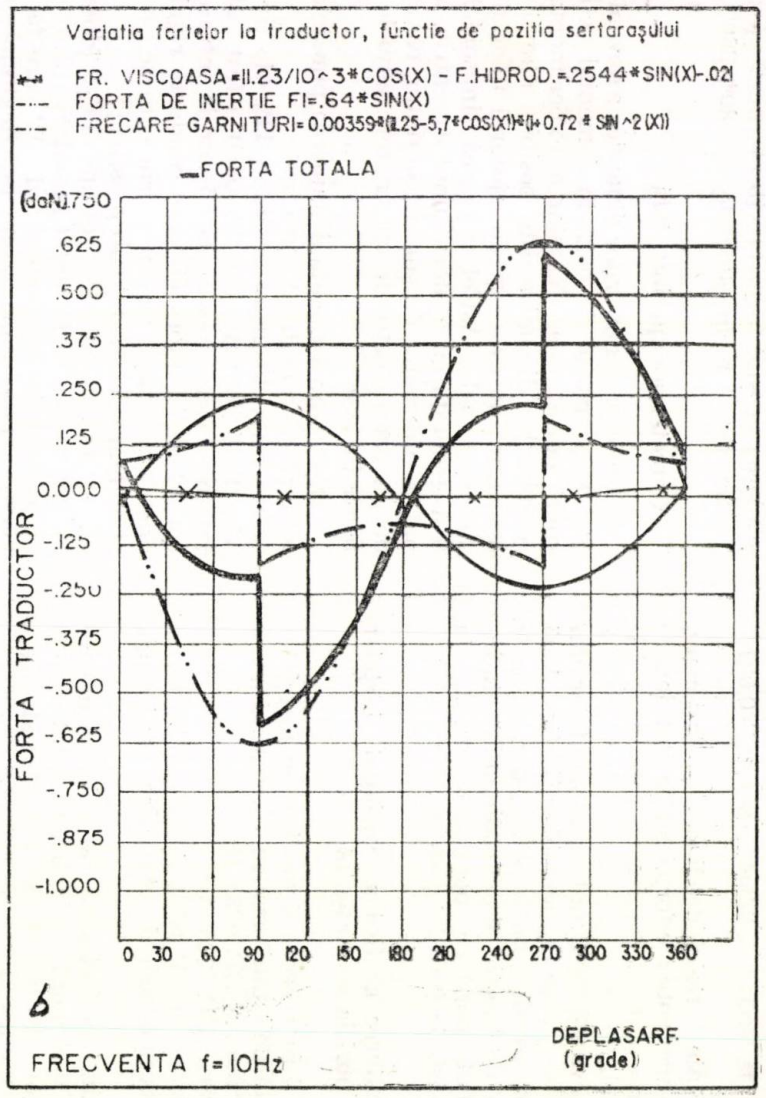
— traductorul de forță **TF** (de tip U 1 Z—HBM întindere-compresiune ± 10 daN) s-a montat între o pîrghie de acționare a sertărașului și un disc avînd un știft care în rotire imprimă o mișcare sinusoidală pîrghiilor de acționare a sertărașului. La ambele capete, tijele care susțin traductorul au fost prevăzute cu articulații sferice pentru a nu introduce forțe laterale ;

— traductorul de deplasare **TL** (de tip Schaevitz, pentru curse de ± 5,5 mm) are scopul de a preciza poziția sertărașului în raport cu corpul distribuitorului și totodată de a ajuta la determinarea frecvenței ;

— debitmetrul cu turbină **DT** (de tip Flow-Meter, 0—25 l/min) a fost instalat pe conducta de curgere spre rezervor, întrucît se cunoaște că acesta permite măsurarea debitului la curgerea lichilui numai într-un singur sens.

Combinarea diverselor traductoare, blocuri, cabluri a ridicat numeroase probleme de compatibilitate și etalonare. Alimentarea traductoarelor și amplificarea semnalelor provenite de acestea a fost efectuată cu ajutorul unor blocuri din sistemul N 2300 — I.E.M.I. și KWS T-5-HBM. Informațiile au fost obținute cu ajutorul unui înregistrator cu 18 canale, pe hîrtie sensibilă la raze ultraviolete avînd lățimea de





a *b*

Fig. 2 Diagrame obținute la plotter. Variația forțelor funcție de poziția sertărașului.
a) frecvența $f = 0{,}4$ Hz ; b) frecvența $f = 10$ Hz

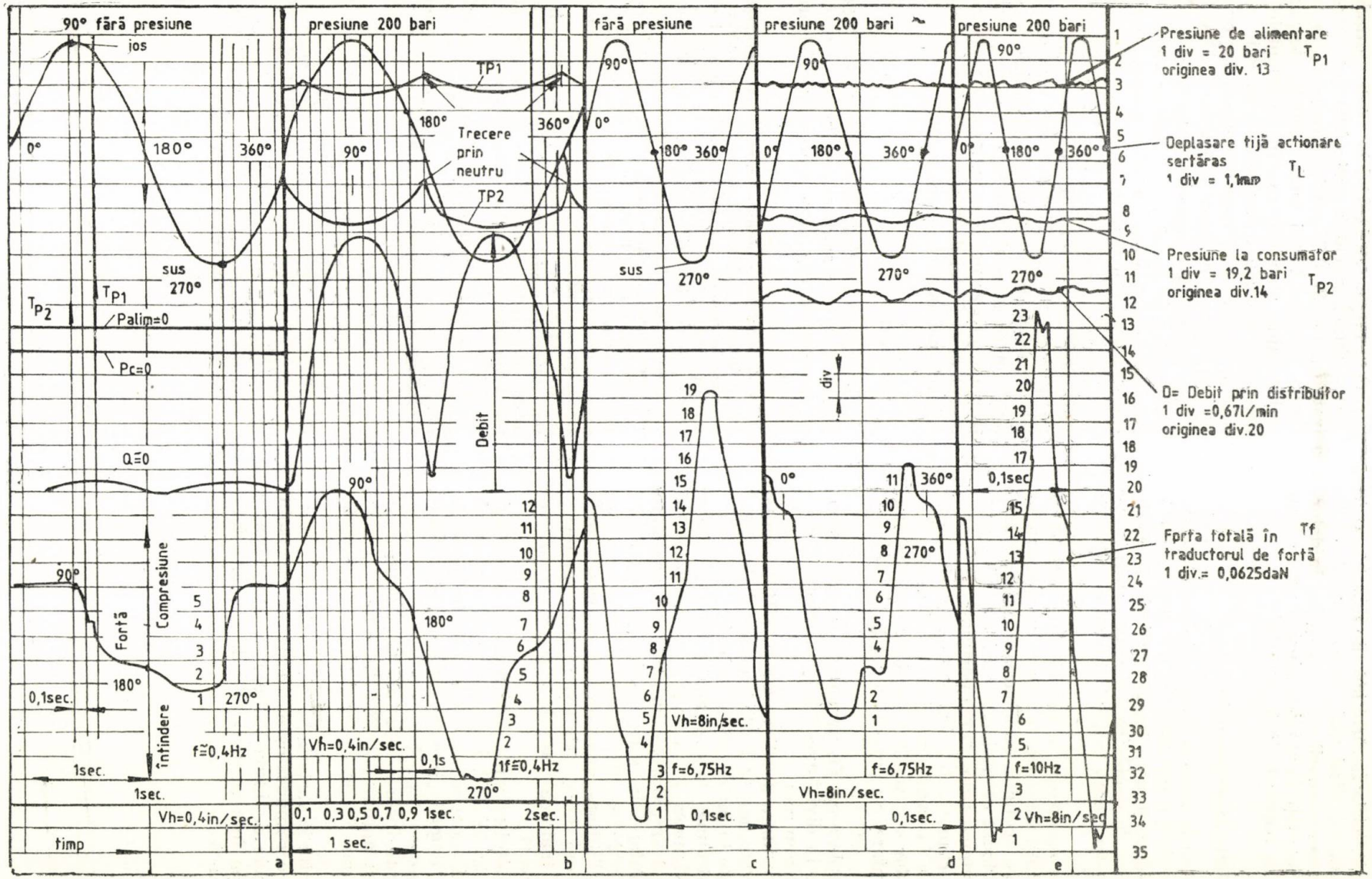


Fig. 3 Copie după înregistrări obținute pe hîrtie sensibilă la raze ultraviolete.

205 mm. Precizia fiecărui lanț de măsură poate fi apreciată ca fiind mai bună de 3%. În timpul experimentărilor s-a procedat la determinarea purității lichidului folosind un analizor automat de particule HIAC-PC-320.

Rezultate experimentale

Utilizăm în acest scop o copie după înregistrarea pe hîrtie sensibilă la UV din figura 3. Pe fiecare porțiune a înregistrării sînt consemnate viteza de deplasare a hîrtiei (în inci pe secundă), frecvența în [Hz] și baza de timp, în secunde.

În partea dreaptă a figurii sînt conținute și alte indicații utile pentru citirea înregistrărilor: denumirea spotului, etalonarea, originea spotului etc. Modul de obținere a informațiilor va fi ilustrat numai prin citirea porțiunii „b".

În porțiunea „b", frecvența deplasării este aceeași ca în cazul anterior „a" și anume $f = 0{,}4$ Hz, dar s-a asigurat presiunea de 207 bari la alimentare. Se observă variații la toate cele 5 spoturi, astfel :

— deplasarea **TL** urmărește traiectul sinusoidal de la diviziunea 1,4 la diviziunea 10,3— adică 9,8 mm real ;

— presiunea de alimentare a **TP1** s-a mutat de la diviziunea 13 la diviziunea 3, adică presiunea este în jur de 200—205 bari ;

— presiunea la consumator TP2 a trecut de la diviziunea 14 la diviziunea 8,5 (total 105 bari) fiind aproximativ jumătate din presiunea de alimentare. În zona deschiderii maxime a fantei, presiunea **TP2** scade în timp ce în zona de insensibilitate apare o creștere bruscă, indiciu că fanta de admisie (pompă-consumator) se deschide înaintea celei de evacuare (consumator-rezervor) ;

— debitul prezintă două porțiuni sinusoidale la un ciclu de 360^0. Debitul minim corespunde poziției de neutru ; aici debitul ar trebui să fie nul, dar datorită inerției turbinei este totuși indicat un anumit debit ;

— peste forța înregistrată pe porțiunea „a" se adaugă aproximativ 3,5 diviziuni corespunzînd ca sens și valoare forței hidrodinamice staționare.

Referitor la variația forței, constatăm, pentru pozițiile corespunzătoare trecerii sertărașului prin zonele de insensibilitate, o diferență, la deplasarea într-un sens față de celălalt, datorată frecărilor.

Forța totală (de la vîrf la vîrf întindere-compresiune), calculată, este 0,82 daN, înregistrată (în fig. 3), 0,75 daN. În ceea ce privește forma variației forței totale, funcție de poziția sertărașului, apar diferențe în momentele de inversare a sensului deplasării ; teoretic variațiile ar trebui să se producă brusc, dar experimental apare o întîrziere de 0,2 sec la 90^0 și 270^0.

Se constantă o corespondență între poziția sertărașului și sensul forței totale, pentru ambele căi de obținere a curbelor, teoretic și experimental (fig. 2, a, 2, b, și fig. 3).

La trecerea prin punctele de neutru (0^0 ; 180^0 ; 360^0), forța nu este nulă ; diferența între pozițiile de 180^0 și 360^0, teoretic, este 0,3 daN, iar experimental — 0,25 daN (4 diviziuni), deci aproximativ aceeași diferență ca la forța totală; prin urmare abaterea se datorează procedeului de calcul al forței de frecare, din care rezultă o valoare mai mare decît cea reală.

Concluzii

În urma : analizei diagramelor din figurile 2, a și 2, b și a analizei porțiunilor copiate de pe înregistrări (fig. 3) și a altor înregistrări, se constată :

1 — rezultatele obinute teoretic sînt apropiate de cele obinute experimental; abaterile (acceptabile) sînt datorate în primul rînd frecărilor în garnituri și la sertăraș, frecări care nu au putut fi definite exact, funcție de poziția sertărașului, de viteză și presiune ;

2 — o dependență interesantă a forței totale de acționare funcție de frecvență. Pentru aceeași poziție a sertărașului forța totală își schimbă valoarea și sensul, depinzînd de valoarea forței de inerție (a maselor în mișcare), care la frecvențe mari devine principala componentă;

3 — nu au fost incluse în relații întîrzierile în timp (defazajele mici ale forței, în special, în fazele inversării sensului de deplasare a sertărașului), aspect mai puțin important față de determinarea valorii forței totale;

4 — datorită compensării reciproce a forței de inerție cu cea hidrodinamică staționară, la o anumită frecvență, deschiderii maxime a fantei îi corespunde o forță nulă de acționare a sertărașului.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Ciobanu, E.* : Contribuții la studiul distribuitoarelor hidrostatice. Teză de doctorat, 1986.

[2] *Oprean, A., Ciobanu, E., Bești, N.* : Forțele hidrodinamice staționare la un distribuitor de urmărire. Simpozion ICSIT — Titan București, 1985.

[3] *Ciobanu, E., Gird, I., Călinoiu, C.* : Cercetări privind forța de acționare a unui distribuitor hidrostatic cu sertăraș plan. AVIA 1986.

CZ : 621.3—83 : 621.22

Amplificator electro-hidraulic cu reacţie mecanică

Şef lucr. dr. ing. Nicolae **ALEXANDRESCU** — Institutul Politehnic Bucureşti

Introducere

Dacă privim dezvoltarea sistemelor hidraulice de acţionare, constatăm că, faţă de funcţia consacrată — de a asigura componente de forţe şi momente de acţionare în sistemele mecanice, în combinaţie cu electronica, acestea au căpătat şi funcţia de precizie în realizarea diverselor mărimi mecanice (deplasări, viteze, acceleraţii, forţe, momente etc.). Evident, această nouă calitate funcţională a ilmpus realizarea unor sisteme electro-hidraulice mai complexe, în care se identifică structura clasică a sistemelor de reglare automată. În această conjunctură au apărut şi s-au dezvoltat echipamente hidraulice cu preponderentă acţionare electrică (servovalvele, distribuitoarele hidraulice proporţionale, regulatoarele proporţionale de debit, supapele de presiune poroporţionale), sisteme hidraulice automate tipizate (servomotoare, servocilindri, servopompe), sisteme electronice de comandă şi reglare (servocontrolere), sisteme de urmărire şi măsurare a diverşilor parametri hidraulici sau mecanici, traductori şi senzori. Atît în realizarea sistemelor hidraulice automate tip (de structură fixă), cît şi în realizarea altor sisteme (de structură variabilă adaptată scopului impus de utilizare), rolul principal îl au echipamentele hidraulice proporţionale, a căror comandă şi acţionare este cu mărimi electrice continue sau discrete (incrementale). Deşi există puncte de vedeere diferite cu privire la tipul de comandă (continuă sau discretă), în momentul de faţă nu putem considera ca fiind consacrată una dintre comenzi. În raport cu condiţiile reale de utilizare, fiecare poate introduce avantaje semnificative. Prin prisma poziţiei fiabilităţii şi preţului de cost, atunci cînd descrierea mărimilor de ieşire din sistemul hidraulic automat nu este necesar a fi făcută în mod continuu, sistemele automate cu reglare discretă devin mai oportune. O asemenea situaţie se întîlneşte la servomotoare şi servocilindri, care, în corespondenţă cu comportarea lor funcţională, sînt denumite şi amplificatoare electrohidraulice de rotaţie, respectiv liniare [2, 4]. Destinate realizării unor unităţi hidraulice automate de poziţionare unghiulară sau liniară, a căror mărime de ieşire este deplasarea (cursa), sistemele de comandă şi reglare vor fi continue sau discrete, după cum cursa trebuie descrisă prin orice punct al său, sau printr-un număr finit de puncte — pas cu pas. Asemenea cerinţe pot fi impuse în general oricărei unităţi hidraulice de poziţionare automată şi în special celor din acţionarea roboţilor industriali.

Amplificatoare electrohidraulice de rotaţie sau liniare

Principiul de funcţionare al amplificatoarelor electrohidraulice este cunoscut de mai mult timp. El are la bază capacitatea echipamentelor hidraulice de a realiza un înalt raport de amplificare : $k_a = P_h/P_c$ (1), ce poate tinde la 10^5. Cu P_h s-a notat puterea hidraulică (pQ) controlată de echipamentul hidraulic, iar cu P_c puterea de comandă necesară acţionării sale. Cînd echipamentul hidraulic are ca mărime de ieşire presiunea (p) ce urmează a fi instalată într-un motor hidraulic, rezultă un amplificator electro-hidraulic de forţă, în timp ce, atunci cînd mărimea de ieşire este debitul (Q), rezultă un amplificator electro-hidraulic de deplasare (lineară sau unghiulară). În general, cel mai eficient control al mărimilor hidraulice p şi Q îl realizează echipamentele hidraulice la care elementul mobil este un plunjer cilindric (servovalve, distribuitoare proporţionale). Puterea de comandă P_c trebuie să asigure componente de forţă corespunzătoare, capabile de a deplasa şi poziţiona plunjerul într-un număr finit (discret) sau infinit (continuu) de puncte ale cursei sale, în condiţiile în care asupra sa acţionează mai multe forţe constante şi variabile. Precizia de poziţionare a plunjerului, stabilitatea şi frecvenţa de lucru au consacrat diverse elemente motoare electrice : electromagnet special la servovalve, electromagnet proporţional la distribuitoarele hidraulice proporţionale, sau motoare electrice rotative posibil de utilizat în acţionarea oricăror echipamente hidraulice proporţionale. Acţionarea de tip electromagnet realizează poziţionarea plunjerului prin echilibru de forţe, iar acţionarea de tip motor electric — prin compensarea deplasărilor. Ambele tipuri de acţionări pot fi continue, cînd electromagnetul dezvoltă o forţă proporţională cu mărimea electrică de intrare (intensitatea curentului electric), sau motorul electric de curent continuu este cuplat cu un sistem electronic de comandă pentru poziţionare unghiulară în orice punct, sau discrete, cînd electromagnetul se transformă într-un sistem electric liniar ce execută cursa de lucru în regim pas cu pas, sau motorul electric este pas cu pas, capabil de a se poziţiona precis într-un număr finit de poziţii unghiulare.

Din multitudinea de posibilităţi privind elementele motoare electrice, corelate cu cerinţa de a obţine poziţionarea pe cursă în regim continuu sau multipunct, amplificatoarele electrohidraulice de deplasare s-au realizat avînd ca

elemente de acționare motoarele electrice rotative. În acest caz, echipamentului hidraulic îi revine sarcina ca, pe lîngă realizarea raportului de amplificare k_a, să realizeze și o corespondență biunivocă între poziția unghiulară a arborelului său și poziția elementului mobil (rotor sau piston) din motorul hidraulic. În fond motorul hidraulic trebuie să urmărească, cu înaltă precizie, poziția motorului electric. Din acest motiv precizia de poziționare a motorului electric are foarte mare importanță. Eroarea sa de poziționare, prin intermediul circuitului de reacție, se transmite, multiplicată, la motorul hidraulic. Această cerință a fost satisfăcută bine inițial de motoarele electrice pas cu pas, motiv pentru care majoritatea amplificatoarelor electro-hidraulice liniare sau de rotație au acționarea cu motoare electrice pas cu pas [2, 4], ce generează la motorul hidraulic o mișcare similară. Pentru poziționarea continuă pe toată cursa, s-a apelat la motoarele electrice de curent continuu, la care precizia de poziționare este mai scăzută, dar sistemul electric de comandă-acționare este mai costisitor, mai scump de cel puțin 8—10 ori decît cel al motoarelor electrice pas cu pas. Acest lucru rămîne încă valabil în condițiile în care în domeniul motoarelor electrice de curent continuu s-au înregistrat, în ultimul timp, progrese semnificative. În consecință locul amplificatoarelor electrohidraulice cu poziționare continuă este luat de unități hidraulice automate de poziționare, unde echipamentul hidraulic principal este servovalva. Fără a intra în detali, asemenea unități sînt foarte scumpe în ambele structuri și cea electronică și cea hidraulică. Aceasta se datorează faptului că reacția se constituie de la nivelul elementului mobil al motorului hidraulic, direct solicitat de sarcini variabile (perturbații) ce apar în timpul acționării. Precizia și stabilitatea lor sînt parametri greu de asigurat, în condițiile în care fiecare structură are neliniarități semnificative. Rezultă, astfel, că o întoarcere către amplificatoarele electro-hidraulice liniare și de rotație, la care acționarea este cu motoare electrice rotative, este oportună, deoarece :

— au o stabilitate mai bună prin funcționarea cu reacție mecanică de deplasare, insensibilă la perturbațiile sarcinii ;

— au o precizie de poziționare superioară, prin eliminarea neliniarităților din echipamentul hidraulic ;

— s-au îmbunătățit performanțele funcționale ale motoarelor electrice : momente proprii de inerție mici, frecvențe ridicate de lucru (inclusiv la motoarele electrice pas cu pas) ;

— au progresat tehnologiile de proiectare și execuție a echipamentelor hidraulice și elementelor mecanice, ceea ce permite materializarea reacției mecanice de deplasare fără erori semnificative.

Amplificatoarele electro-hidraulice de rotație sau liniare au schemele-bloc din figura 1 (cu element de comparație înainte de motorul electric — fig. 1, a sau cu element de comparație după motorul electric — fig. 1, b). Notațiile din figură au următoarea seminificație : **EEP** — echipament electric de programare ; **EC** — element de comparație ; **ME** — motor electric ; **EH** — echipament hidraulic ; **MH** — motor hidraulic ; **TD** — traductor de deplasare.

Amplificatorul din figura 1, a face comparație între mărimi electrice, pe cînd cel din figura 1, b — între mărimi mecanice. Rezultă că sînt mai avantajoase amplificatoarele cu schema bloc din figura 1, b. La aceasta, dacă

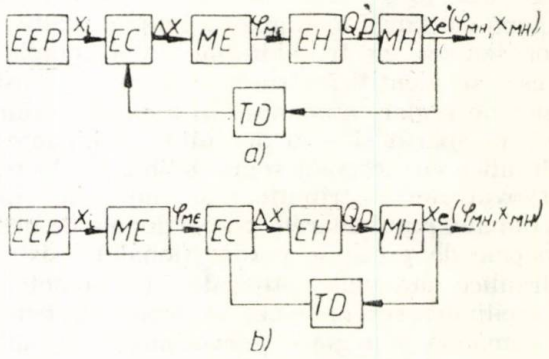


Fig. 1 Schema-bloc a amplificatoarelor electro-hidraulice.

MH este rotativ, mărimea de ieșire x_e este deplasare unghiulară (φ_{MH}) de aceeași natură cu cea de intrare în EH(φ_{ME}), în timp ce pentru MH cu deplasare liniară (X_{MH}), TD trebuie să facă o conversie a mișcării de translație în mișcare de rotație. Privind cele două posibilități de acționare cu motor electric rotativ, pe structura schemei-bloc din figura 1, b, circuitele de comandă pot fi ca acelea din figura 2 (cu motor pas cu pas — fig. 2, b). Suplimentar intervin notațiile : $\mathbf{EC}_i$ — element de comparație pe comanda de intrare în motorul electric **TG** — tahogenerator, **T**φ — traductor de poziție unghiulară a arborelui motorului electric.

Deci în varianta de acționare cu motor electric de curent continuu (MECC), intervine o buclă de reacțe locală pentru controlul și reglarea poziției unghiulare φ_{ME}. Este evident că acționarea cu motor electric pas cu pas (MEPP) este mult mai economică. Totuși, la frecvențe mari de lucru, pe lîngă scăderea puternică a momentelor motoare, MEPP au dezavantajul că pot pierde pași la execuție. Astfel între numărul de pași programați și cei executați pot apărea diferențe pe care amplificatorul cu schema din figura 1, b nu le sesizează. În această situație devine necesară și aici o buclă de reacție locală, ca în figura 3, unde traductorul unghiular (incremental) — T_p va informa asupra numărului de pași executați — n_{ex}, elementul de comparație — EC_p îi va compara cu numă-

rul de pași programați — x_i și va corecta poziția pînă cînd $\Delta N_p = x_i - n_{ex} = 0$ (2). Deși, față de figura 2, b, circuitul de comandă este mai complicat, circuitul din figura 3 este de

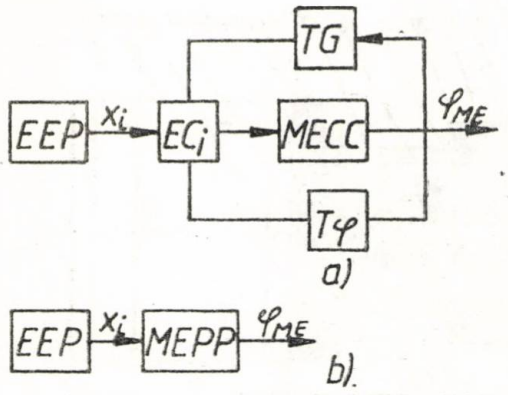


Fig. 2 Circuite de comandă cu motor electric rotativ.

5—6 ori mai ieftin decît cel din figura 2, a unde se utilizează pentru comandă — acționare motor electric de curent continuu.

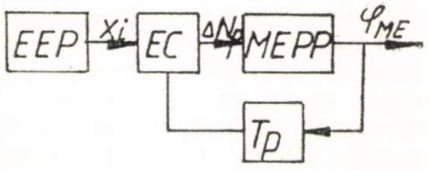


Fig. 3 Circuit de comandă cu motor electric pas cu pas de înaltă frecvență.

Amplificator electro-hidraulic cu reacție mecanică

După cum se constată pot exista multe variante de realizare a amplificatoarelor electro-hidraulice. Cele construite pînă în prezent [2, 3, 4] au caracteristic faptul că amplificatorul electro-hidraulic propriu-zis are o structură particulară pentru a se cupla cu un anumit tip de motor hidraulic. Ideea care a stat la baza realizării amplificatorului electro-hidraulic cu reacție mecanică, ce face obiectul acestei lucrări, a constat în proiectarea unui echipament de uz general, cu capacitatea de a recepționa o reacție mecanică de deplasare unghiulară, preluată direct sau prin intermediul unui mecanism de transformare a mișcării, de la orice tip de motor hidraulic. În corespondență cu schema-bloc din figura 1, b, elementul de comparație devine un sumator mecanic între unghiul (sau numărul de pași) programat φ_{ME} și unghiul corespunzător generat de deplasarea de la motorul hidraulic φ_{ex}. Echipamentul hidraulic necesar realizării amplificării este tip distribuitor proporțional, cu plunjer cilindric, cu trei poziții de lucru, (pe poziția de centru-închis) acționat mecanic de $\Delta\varphi = \varphi_{ME} - \varphi_{ex}$ (3). Pentru $+\Delta\varphi$, MH va avea un sens de mișcare, pentru $-\Delta\varphi$ sensul invers, iar pentru $\Delta\varphi = 0$, va fi în faza de oprire. Pe lîngă orificiile de circuit **P** și **T**, distribuitorul va avea un orificiu de consumator (**A**), situație în care plunjerul cilindric este cu două muchii de închidere (mai ieftin) sau două orificii de consumator (**A** și **B**) cînd plunjerul va avea patru muchii de închidere. O variantă de amplificator electro-hidraulic realizată, care a dat foarte bune rezultate funcționale, cu două muchii de închidere, este prezentată în figura 4. După cum se constată, așa cum a fost conceput sumatorul mecanic, mărimea $\Delta\varphi$ (3), convertită în deplasare liniară, este comparată direct la nivelul de sensibilitate maximă — muchia de închidere a plunjerului cilindric. Bucșa de distribuție 6 materializează în raport cu plunjerul cilindric 7 o acoperire pozitivă de 5 μm — valoare foarte importantă pentru precizia de poziționare.

La proiectarea acestui amplificator, s-au avut în vedere următoarele :

— controlul unei puteri hidraulice de alimentare corespunzătoare mărimilor : $p = 100$ bar, $Q_{max} = 40$ l/min ($P_h = 6{,}536$ KW, diametrul nominal $D_n = 10$ mm) ;

— reducerea momentului rezistent astfel încît un motor electric pas cu pas cu : $M_m = 0{,}2$ Nm, $n_p = 200$ pași/rot, $f = 400$ Hz $M = 0{,}7$ Kg (produs intern) să poată realiza acționarea ;

— realizarea unei deschideri la nivelul plunjerului cilindric **7** — bucșă de distribuție **6**, suficient de mari, la acționarea cu un pas unghiular de $1{,}8^0$ a motorului electric. În acest mod amplificatorul nu are zonă de insensibilitate, asigură o dinamică rapidă motorului hidraulic, nu impune condiții severe de filtrare a mediului fluid de lucru. Prin pasul filetului de la arborele de acționare **8** și piulița de reacție **18** la un pas al motorului electric se asigură o deschidere de 50 μm;

— reducerea severă a pierderilor de debit (foarte importante pentru precizia de poziționare) prin etanșări riguroase între plunjerul cilindric și bucșa de distribuție (joc de 2 μm) și între bucșă și corpul amplificatorului **1** prin elementele de etanșare **5**.

— preluarea tuturor jocurilor din transmisia mecanică. Transmiterea mișcării de rotație, de la motorul electric la arborele de acționare, se face printr-un cuplaj **23** care permite deplasarea axială a arborelui datorită bolțurilor **24**, riguros ghidate în locașurile lor ; jocul de flanc al filtrului este preluat de arcul **9**, ce asigură și urmărirea de către plunjerul cilindric a poziției umărului arborelui de acționare ; piulița de reacție **18** este precis poziționată de rulmenții **16** și **17** montați fără joc axial.

Funcționarea amplificatorului (modelul matematic). Pentru ca motorul electric să realizeze acționarea amplificatorului trebuie ca $M_m > M_r$, unde M_r este momentul rezistent rezultant ce

apare la nivelul șurubului de acționare 8. Practic pentru a evita instabilitatea, este suficient ca : $M_m = (1, 2 \ldots 3)\ M_r$ (4).

Momentele ce intervin în M_r sînt : $M_r = M_a + M_i + M_e$ (5).

$$+ \rho L \frac{dQ_T}{dt} + m_r \frac{d^2x}{dt^2} + k_{va} \frac{dx}{dt} \pm G_r \Big) \quad (8)$$

Forța hidrodinamică — F_h se va considera cea maximă, corespunzătoare debitelor Q_A sau

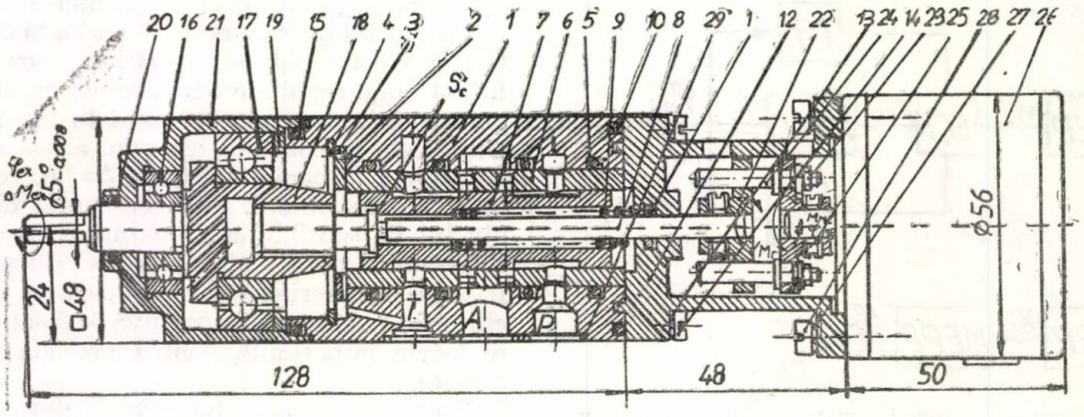


Fig. 4 Amplificator electro-hidraulice cu reacție mecanică.

Momentul de la nivelul arborelui de acționare :

$$M_a = F_{ax}[d_m \operatorname{tg}(\alpha + \alpha')/2 + \mu D_m/2] \quad (6),$$

unde F_{ax} sînt rezultantele forțelor ce acționează asupra plunjerului cilindric, preluate direct de șurubul de acționare și au valorile :

— la realizarea circuitului P→A (deplasare dreapta — stînga a plunjerului), la $x_0 + x$:

$$F_{ax} = -\rho Q_A \sqrt{\frac{2(p - p_A)}{\rho}} \cos\varepsilon + \rho L \frac{dQ_A}{dt} + m_r \frac{d^2x}{dt^2} + k_{va} \frac{dx}{dt} + k_a(x_0 + x) \pm G_r \quad (7.1)$$

— la realizarea circuitului A→T (deplasare stînga-dreapta a plunjerului), la $x_0 - x$:

$$F_{ax} = -\rho Q_T \sqrt{\frac{2(p_A - p_T)}{\rho}} \cos\varepsilon + \rho L \frac{dQ_T}{dt} + m_r \frac{d^2x}{dt^2} + k_{va} \frac{dx}{dt} + k_a(x_0 - x) \pm G_r \quad (7.2)$$

Forța elastică dezvoltată de arcul 9, de rigiditate k_a este necesar să asigure fie $F_{ax} > 0$, fie $F_{ax} < 0$, pentru a menține contactul pe același fland al filetului. Ea trebuie să respecte condițiile :

$$k_a x_0 = c\Big(F_{h,max} \cos\varepsilon + \rho L \frac{dQ_{max}}{dt} + m_r \frac{d^2x}{dt^2} + k_{va} \frac{dx}{dt} \pm G_r\Big), \text{ la } \varepsilon = \varepsilon_{min};$$

$$k_a(x_0 - x) = c\Big(\rho Q_T \sqrt{\frac{2(p_A - p_T)}{\rho}} \cos\varepsilon\Big|_{x = x_{max}} +$$

Q_T care, pentru o anumită schemă de alimentare a unui cilindru hidraulic, pot fi diferite. Coeficientul de siguranță c este util a avea valori în domeniul : $c = 1, 2 \ldots 1, 3$. Celelalte notații din expresiile (6) și (7) reprezintă : d_m — diametrul mediu al filetului, α — unghiul de înclinare al elicei filetului (pentru realizarea unui pas mare filetul este cu 8 începuturi), α' — unghiul de frecare redus, μ — coeficientul de frecare între plunjerul cilindric și arborele de acționare la nivelul suprafeței de contact S_c, D_m — diametrul mediu suprafeței S_c, ρ — densitatea mediului fluid de lucru, ε — unghiul de curgere ($0 \leqslant \varepsilon \leqslant 69^0$), L — distanța între umerii plunjerului, $x = \Delta\varphi p_s/2\pi = (\varphi_{ME} - \varphi_{ex})p_s/2\pi$ (9) cu φ_{ME} și φ_{ex} în radiani și p_s — pasul șurubului, m_r — masa redusă în mișcare: $m_r = m_a + m_s + m_e/3 + m_c$, unde : m_a — masa arborelui de acționare, m_s — masa plunjerului cilindric, m_e — masa arcului, m_c — masa semicuplajului 23, k_{va} — coeficientul de amortizare pentru viteza axială a plunjerului, $G_r = G_a + G_s + G_e/3 + G_c$ — greutatea rezultantă a acelorași elemente din m_r, ce intervine cu semne diferite în raport cu poziția verticală după care se poate amplasa în spațiu amplificatorul. Componenta M_i din momentul M_r (5) reprezintă momentul de inerție al arborelui de acționare și al semicuplajului și are expresia : $M_i = J_r\ddot{\varphi}_{MB}$ (10), iar M_e — momentul de frecare generat de elementul de etanșare 11 la care eventual se adaugă momentul de frecare vîscoasă dintre plunjerul cilindric și corp dacă sistemul de forțe ce acționează asupra plunjerului îi generează o mișcare de rotație simultană cu a arborelui de acționare : $M_e = \mu_1 \sigma S_1 d_a/2 + k_{vME}\dot{\varphi}_r$ (11). Cu μ_1 s-a notat coeficientul de frecare (cauciuc-metal), σ — efortul unitar

creat datorită deformării radiale — de montaj a elementului elastic, S_1 — suprafața de contact dintre arborele de acționare și elementul elastic, d_a — diametrul arborelui, k_{vr} — coeficientul de amortizare pentru eventuala viteză radială a plunjerului cilindric.

După cum se constată, dinamica acționării amplificatorului este dependentă de deplasarea axială x (9), unde modul în care variază φ_{ME} și φ_{ex} este esențial. Deși la mișcarea de regim motorul electric pas cu pas are o viteză unghiulară constantă, pentru creșterea momentului de acționare, frecvența impulsurilor în faza de pornire este după o curbă de accelerare reprodusă de viteza sa unghiulară. La rîndul său φ_{ex} poate fi constant sau variabil, după cum debitele ce trec prin secțiunea de curgere a distribuitorului :

$$Q_A = \alpha_D \pi D_s x \sqrt{\frac{2(p - p_A)}{\rho}} \text{ sau } Q_T = \alpha_D \pi D_s x \sqrt{\frac{2(p_A - p_T)}{\rho}} \quad (12)$$

sînt constante sau variabile. Cu D_s s-a notat diametrul plunierului cilindric. Caracterul variabil al debitului este generat de presiunea p_A, care rămîne dependentă de sarcină (de forța sau momentul de la nivelul motorului hidraulic ce rezolvă acționarea) și de defazajul $\Delta\varphi$ ce dimensionează deschiderea x. Din acest motiv corelarea frecvenței de lucru a motorului electric pas cu pas cu presiunile p și p_A necesare la motorul hidraulic, în fond cu alegerea sau dimensionarea lui, reprezintă o problemă importantă. Deschiderea instantanee x trebuie să fie mai mică decît x_{max} (asigurată constructiv din condiția continuității secțiunilor de curgere), ceea ce limitează defazajul $\Delta\varphi \leqslant \pi/2$. Dinamica mișcării în faza de pornire este funcție de modul în care motorul electric creează defazajul $\Delta\varphi$, în faza de regim după cum φ_{ex} variază cu sarcina, iar în faza de oprire (cînd motorul electric a executat unghiul φ_{ME} programat și este în faza de stop) după cum motorul hidraulic recuperează defazajul pînă la $\Delta\varphi = 0$. Deși în faza de regim amplificatorul nu asigură o viteză constantă de mișcare la motorul hidraulic, precizia de poziționare nu este influențată, sistemul efectuînd o suprareglare în jurul punctului de oprire, cu o dinamică controlată de debite foarte mici. Printr-o alegere riguroasă a parametrilor de lucru suprareglarea poate fi chiar eliminată.

Privind funcționarea amplificatorului electro-hidraulic cu reacție mecanică, trebuie observat că din momentul posibil al motorului hidraulic M_{MH}, o parte ΔM_{ex} se consumă în circuitul de reacție. Acesta are valoarea : $\Delta M_{ex} = M_a + M_l + M_e'$ (13) unde M_a are expresia (6), M_l este momentul de frecare din rulmenții **16** și **17** și M_e' momentul de frecare introdus de elementul de etanșare **20**. La o utilizare corectă a amplificatorului, în raport cu modul de materializare al circuitului mecanic de reacție, se poate ajunge la : $\Delta M_{ex} \leqslant 0{,}01\, M_{MH}$.

Modelul matematic constituit de expresiile 4 . . . 12 a stat la baza proiectării și apoi a executării amplificatorului prezentat în figura 4. El face obiectul brevetului de invenție nr. 93012, România.

Utilizarea amplificatorului. Dintre multiplele posibilități de utilizare, amplificatorul prezentat a fost introdus la acționarea unei unități de translație din structura unui robot industrial la care motorul este un cilindru hidraulic de construcție specială. Schema principală de funcționare este prezentată în figura 5. Caracteristicile tehnico-funcționale impuse unității au fost :

— cursa de lucru : $y = 1200$ mm ;
— incrementul de deplasare $\Delta y = 1$ mm;
— precizia de poziționare $\varepsilon_y = \pm 0{,}05$ mm;
— forța la tijă $F_t = 600$ daN ;
— viteza de deplasare $\dot{y} = 0{,}4$ m/s (pe ambele sensuri de mișcare).

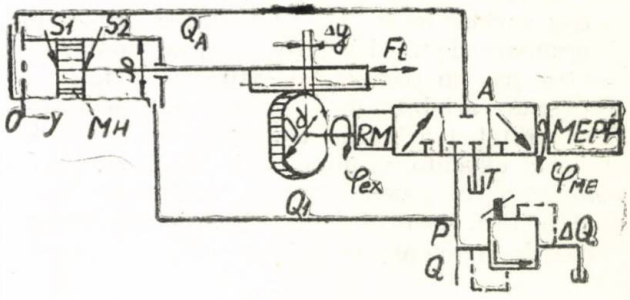


Fig. 5 Schema de lucru a unei unități de translație.

În raport cu schema de alimentare a cilindrului hidraulic, pentru obținerea forței la tijă pe ambele sensuri de mișcare, se impune condiția : $S_1 = 2S_2$. La o presiune $p = 100$ bar diametrul pistonului rezultă : $D_p = 40$ mm.

Debitul necesar : $Q_A = \pi/4\ D_p^2\ \dot{y} = 30{,}144$ l/min, de unde rezultă : $Q_1 = 15{,}072$ l/min.

Deoarece : $Q_A = Q + Q_1 - \Delta Q$, pentru : $\Delta Q = 0{,}2\ Q_1$ necesar pentru a asigura presiunea în sistem, rezultă debitul de alimentare, livrat de pompă : $Q = 18{,}086$ l/min.

Reacția mecanică este constituită prin intermediul unei cremaliere solidare cu tija și o roată dințată cu diametrul de divizare ($D_d = mz$) solidară cu arborele piuliței de reacție **18**. Avînd în vedere mărimea momentului rezistent introdus de reacția ΔM_{ex} (13), solicitarea danturii este la forțe foarte mici fiind astfel posibile soluții constructive pentru preluarea totală a jocului de flanc dintre dinți.

Frecvența de lucru a motorului electric pas cu pas (400 Hz), corelată cu viteza de depla-

sare y și cu incrementul de deplasare Δy a condus la condiția ca un increment de deplasare să corespundă unui pas executat de motor. Acesta înseamnă că trebuie respectată relația $\pi mz/200 = 1$. Cum numărul de dinți z trebuie să fie întreg și modulul m normalizat, pentru micșorarea erorii introduse de π dantura s-a executat cu dinți înclinați. Pentru unghiul de înclinare adoptat eroarea de transmitere este de ordinul a $5 \cdot 10^{-4}$ mm.

Constructiv unitatea de translație s-a realizat modular, amplificatorul fiind plasat pe capacul din față al cilindrului hidraulic. Prin capac s-au realizat și circuitele de legătură.

Rezultate experimentale, concluzii

Supusă probelor experimentale și de anduranță, unitatea a dat satisfacție. Precizia de poziționare obținută este sub 0,040 mm. Cota poziționată se menține timp îndelungat, în jurul punctului de oprire, fiind o oscilație cu amplitudine maximă de 0,014 mm. Creșterea temperaturii mediului fluid de lucru pînă la temperatura de regim (60°C) nu a influențat negativ funcționarea. Pentru menținerea preciziei de poziționare, în condițiile în care sarcina la tijă variază mult în vecinătatea punctelor programate de poziționare, oprirea motorului electric pas cu pas este oportun să se facă în frecvență variabilă, după o curbă de încetinire. Cum unitatea asigură condițiile de precizie, chiar la executarea unor curse egale cu mărimea unui increment (1 mm), frecvențe foarte mici în faza de oprire nu deranjează. Totuși curba de frecvență trebuie să aibă o anumită formă, pentru nu apărea dezavantajul creșterii timpului de poziționare. Pe de altă parte, ea condiționează apariția și mărimea suprareglării, în unele aplicații-nedorită.

Capacitatea funcțională a motorului electric pas cu pas, care a garantat executarea corectă a pașilor pînă la frecvență de 400 Hz, a limitat viteza de deplasare : $y \leq 0{,}4$ m/s. Pentru viteze mai mari, motoare electrice pas cu pas cu frecvențe de lucru mai mari sînt strict necesare. Rolul lor poate fi luat cu succes de motoare electrice de curent continuu, rapide, care asigură o bună precizie proprie de poziționare, cu condiția de a dezvolta și un moment motor de 0,2 Nm. Obținerea altor valori de increment de deplasare este posibilă prin intermediul unor roți de reacție cu D_d corespunzător, sau al unor motoare cu pas unghiular diferit.

Rezultatele experimentale și posibilitățile de utilizare a unor motoare electrice ce pot materializa precis și rapid unghiul φ_{ME} demonstrează că amplificatoarele electro-hidraulice cu reacție mecanică sînt de actualitate și de perspectivă.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Backè, W.* : Servohydraulik, Institut für hydraulische und pneumatische Antriebe und Steuerungen, R.W.T.H. Aachen, 1979..

[2] *Hampejs, K.* : Electrohydraulische Servoantriebe mit integrierter Steuerung, Ölhydraulik und Pnematik, nr. 4, 1976.

[3] *Alexandrescu, N.* : Distribuitor proporțional cu comandă numerică, Construcția de Mașini, nr. 12, 1983.

[4] *Alexandrescu, N.* : Echipament electro-hidraulic cu reacție mecanică de deplasare, brevet de invenție, nr. 93012, 1987.

CZ : 621.65/.69

Realizarea unor noi pompe peristaltice de tip sinusoidal-partea a II-a

Prof. dr. doc. ing. Traian **DEMIAN**, as. ing. Aurel Mircea **NIȚĂ** — Institutul Politehnic București

Introducere

În cele de mai jos sînt prezentate problemele privind precizia pompelor peristaltice de tip sinusoidal, continuarea lucrării [1].

Caracteristica debit-tensiune în cazul acționării cu servomotor

Pentru utilizator, se impune cu necesitate reglarea tensiunii de comandă în funcție de debitul dorit, realizat prin numărarea de picături în unitatea de timp.

Curba obținută este o caracteristică a antrenării pompei peristaltice cu servomotor asincron cu reductor, fabricat de Intreprinderea Relee Mediaș ($U_c = 12{,}5$ V). Astfel s-au efectuat 3 seturi de determinări, fiecare a cîte 9 determinări, iar fiecare determinare s-a repetat de cîte 10 ori, fiecare set fiind corespunzător unui anumit tub de perfuzie.

S-au efectuat deci determinări pentru tubul românesc cu diametrul interior $\varnothing_{int} = 4$ mm (A) ; tubul SUA cu diametrul interior $\varnothing_{int} = 4$ mm (B) ; tub R.F.G. cu diametrul interior $\varnothing_{int} = 6$ mm (C) ; pentru acest tub s-au reali-

* Prima parte a acestei lucrări a apărut în nr. 7/1936.

zat 17 determinări. S-au obținut următoarele șiruri de valori ; fiecărui set îi corespunde valoarea medie, din cele 10 măsurări (tab. 1).

Acționare cu servomotor

Tabelul 1

Q [pic/min]			U_c [v]
tub R.S.R.	tub S.U.A.	tub R.F.G.	
0	0	0	9
		10	9,25
5	5	11	9,5
		12	9,75
6	6	13	10
		15	10,25
8	8	18	10,5
		21	10,75
11	11	25	11
		29	11,25
15	14	34	11,5
		39	11,75
20	18	45	12
		52	12,25
26	24	59	12,5
		66	12,75
33	30	75	13

Din cele 10 măsurări rezultă o abatere de volum de $\pm 4{,}5\%$.

Din măsurările efectuate rezultă că variația debitului, în cazul acționării cu servomotor, prezintă avantajul unei posibilități mai fine de reglare prin variația tensiunii de comandă, prezintă avantajul simplității dar are o precizie mai scăzută și posibilitatea de reglare limitată. Un alt dezavantaj esențial constă în variația la arborele cu came a vitezei unghiulare, o dată cu variația momentului rezistent redus. Se observă că la variații scăzute ale tensiunii de comandă, nu se simt diferențe esențiale ale debitului. Cîmpul de reglare nu este mare ($9 \div 13$ v), limita minimă de 9 v fiind aleasă întrucît sub această valoare cuplul motor este insuficient, iar pentru limita superioară de peste 13 v se poate arde bobinajul.

Tot din neliniaritățile obținute, se observă că ele pot fi eliminate dacă s-ar folosi un variator de turație pentru servomotor, ceea ce ar crește foarte mult prețul de cost și ar face nerentabilă investiția. Iată de ce se preferă antrenarea cu motor pas cu pas.

Caracteristica debit-frecvență în cazul acționării cu motor pas cu pas

În această situație, din 3 seturi a cîte 10 determinări, s-au obținut următoarele valori medii considerate ca fiind punctele curbei etalon, seturi corespunzătoare, de asemenea, celor trei tipuri de tuburi de perfuzie (tab. 2).

Acționare cu motor pas cu pas

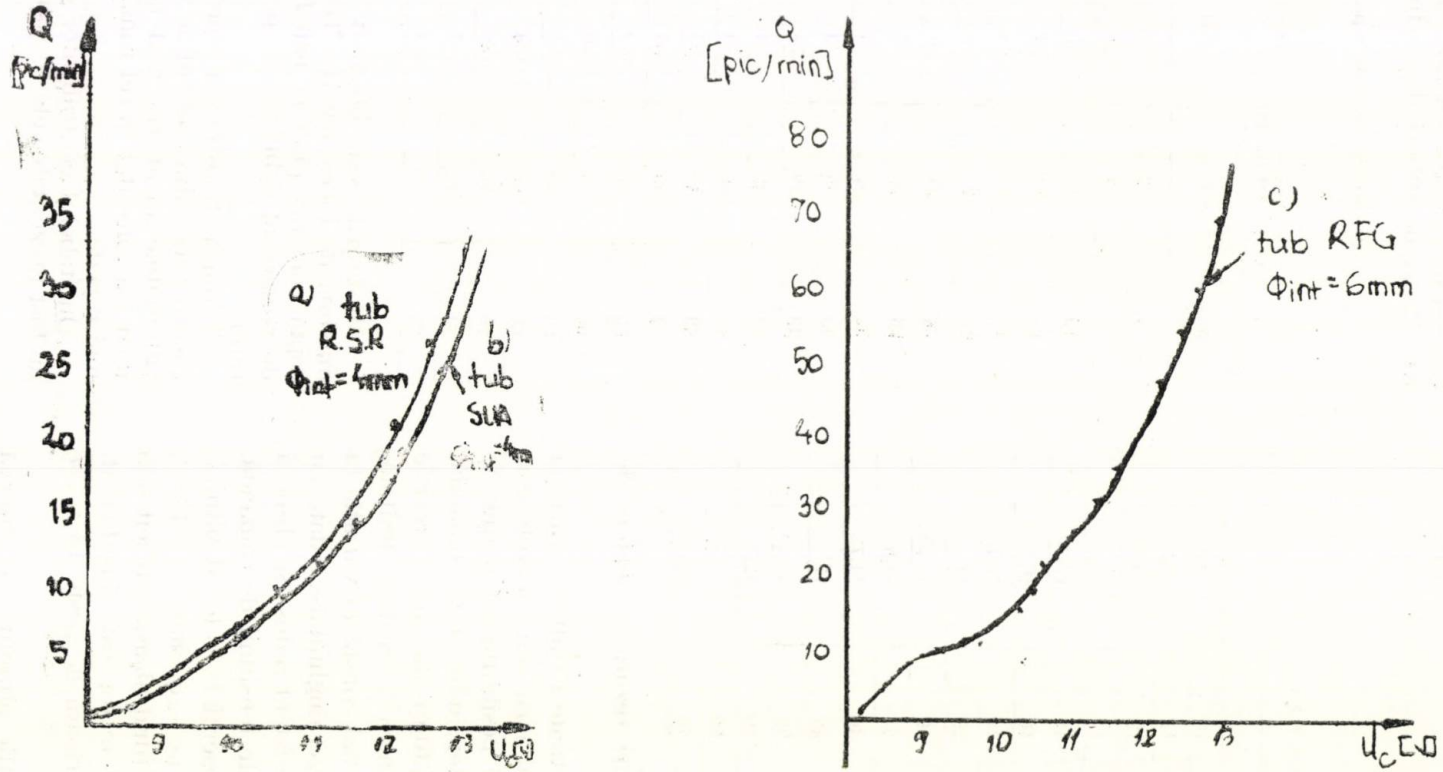
Tabelul 2

Q [picături/min]			Frecvență comandă *MPP* [Hz]
România	S.U.A.	R.F.G.	
3	3	6	5
7	7	14	10
10	11	21	15
14	14	28	20
17	17	35	25
21	21	42	30
24	24	49	35
28	28	56	40
32	32	63	45
35	35	70	50
39	39	77	55
42	42	84	60
46	45	90	65
49	49	98	70
52	53	105	75
56	56	112	80
60	59	120	85
63	63	126	90
66	66	134	95
70	70	140	100
74	74	147	105
77	77	154	110

Măsurările s-au efectuat pînă la frecvența maximă de lucru 350 Hz. Teoretic motorul acceptă comenzi pînă la 600 Hz, deci domeniul de reglare al debitului se poate mări considerabil.

Tuburile folosite au aproximativ aceleași caracteristici, din punctul de vedere al preciziei. Diferențele au apărut însă la fiabilitate, astfel încît s-a constatat că cel românesc se uzează cel mai repede.

Din tabelul centralizator de rezultate, unde au fost prezentate cele 10 seturi de determinări, s-a determinat valoarea medie $Q_m = \frac{\sum^{10} D_i}{10}$ și eroare relativă $\frac{Q_m - Q_{teoretic}}{Q_m} \cdot 100$, unde $Q_{teoretic}$ a fost considerat a fi valoarea maximă obținută.



b

Fig. 1 a tub R.S.R.; b — tub S.U.A.; c — tub R.F.G.

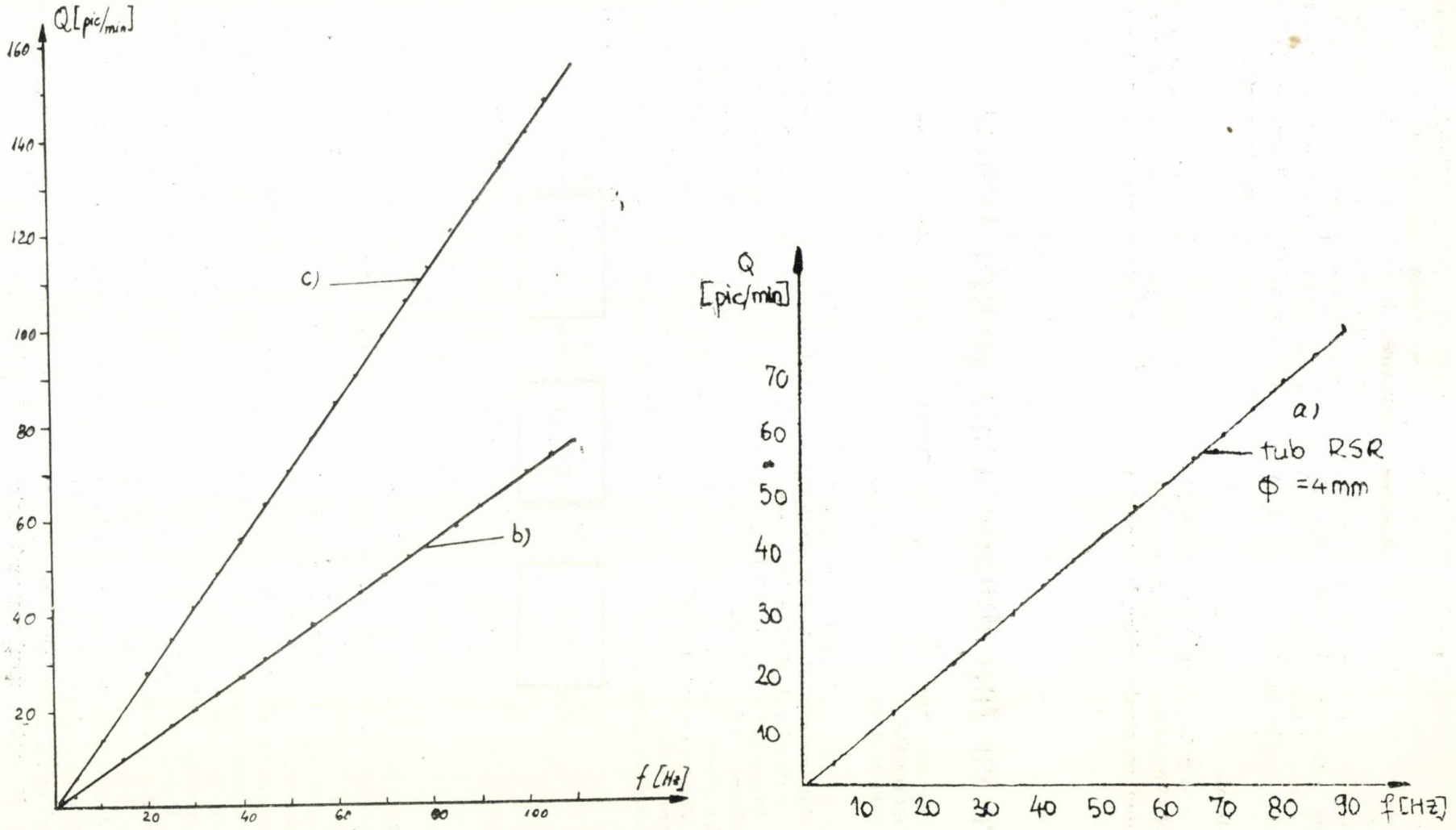


Fig. 2 a — tub R.S.R.; b — tub S.U.A.; c — tub R.F.G.

Se constată din calculul erorilor că tubul R.F.G. are cele mai mici erori, deci este tubul care se pretează cel mai bine la dozarea cu pompa peristaltică.

Pentru o ușoară manevrare de către utilizator, rezultatele experimentale sintetizate în tabelele 1 și 2 au fost prezentate și sub formă de diagrame de lucru în figurile 1 și 2 (a, b, c).

Concluzii finale

Concluzia ce o putem trage este că neliniaritățile sînt practic inexistente, în acest caz viteza unghiulară fiind constantă, chiar la variația momentului rezistent. Rezultă că prin acționarea cu motoare pas cu pas se vor obține atît mărirea domeniului de reglare (prin reglarea frecvenței motorului, deci a impulsurilor de comandă), cît și mărirea preciziei în funcționare, prin obținerea unui cuplu constant la o frecvență constantă de alimentare, deci un debit constant pentru aceeași frecvență.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Demian, Tr., Niță, A.M.*: Realizarea unor noi pompe peristaltice de tip sinusoidal. In: Revista „Construcția de mașini", nr. 7, București, 1986.

CZ : 621.317.78

Contoare cu roți dințate ovale pentru lichide

Conf. dr. ing. Constantin **MICU**, as. ing. Constantin **BUCȘAN** — Institutul Politehnic București
Ing. Dumitru **CERĂCEANU** — I.M.F. București
Ing. Bogdan **WESELOVSCHI** — I.C.S.I.T.M.F.S. București

Contoarele cu roți ovale sînt larg utilizate în industria chimică, petrolieră și alimentară, la măsurarea cantităților de lichide. Prin caracteristicile lor funcționale (precizie, interval de măsurare, fiabilitate, independență de alte surse de energie etc), aceste mijloace de măsurare au cunoscut și cunosc o mare răspîndire.

Schema structurală a unui contor cu roți ovale este prezentată în figura 1.

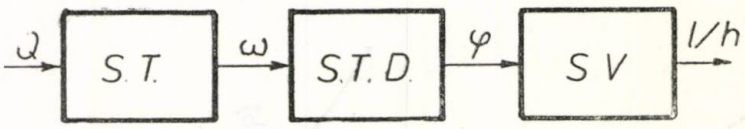


Fig. 1 Schema structurală a unui contor.
S. T. — traductor cu roți dințate ovale ; S. T. D. — subansamblul de transmitere și de multiplicare ; S. V. — subansamblul de vizualizare.

Subansamblul traductor (S.T.) cu roți dințate ovale este partea care condiționează în cel mai înalt grad performanțele contorului.

Succesiunea fazelor în funcționarea unui astfel de traductor este prezentată în figura 2.

Funcționarea traductorului se bazează pe momentul de rotație produs de diferența de presiune dintre intrarea și ieșirea traductorului. Această presiune acționează asupra roților dințate ovale **1** și 2, în modul prezentat în figură. Se observă că rezultanta R_1 a tuturor presiunilor ce acționează asupra roții **1** trece prin centrul ei de rotație, în timp ce rezultanta R_2 a presiunilor ce acționează asupra roții 2, datorită formei ovale a acesteia și poziției în care se află, dă naștere unui moment motor care antrenează roata 2 în mișcare de rotație, aceasta antrenînd prin angrenare roata **1** (fig. 2, a). După o rotație cu 90°, situația se inversează (fig. 2, c), roata **1** devenind roată motoare. În timp ce se rotește, așa cum este reprezentat în figura 2, roata 2 transportă un volum de lichid V de la intrarea spre ieșirea traductorului, astfel încît la o rotație completă a sistemului, prin traductor trece un volum de lichid egal cu $4 \times \checkmark$.

Subansamblul de transmitere și de multiplicare (S.T.D.) din construcția contorului reduce cu un anumit raport numărul de rotații ale roților ovale, în scopul stabilirii unei legături între indicația aparatului și volumul de lichid ce trece prin traductor, iar subansamblul de vizualizare (S.V.) este format de regulă dintr-un numărător care contorizează cantitatea totală de lichid trecută prin contor.

Cele două roți dințate ovale din compunerea traductorului trebuie să îndeplinească următoarele condiții :

— să fie identice, pentru ușurarea execuției și uniformizarea mișcării ;

— să fie astfel poziționate reciproc, încît în situația din figura 2, a, axele lor să facă un unghi de 90° ;

— forma lor să permită o angrenare corectă, indiferent de unghiul de rotație al sistemului, pentru o distanță constantă între axe.

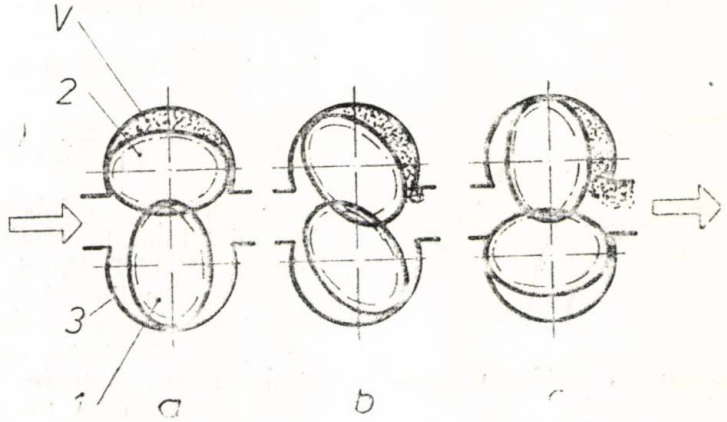


Fig. 2 Schema funcțională a subansamblului traductor.
1 și 2 — roți dințate ovale ; 3 — camera de măsurare.

Se definește pentru fiecare din cele două roți dințate **curba centroidă** ca fiind locul geometric al centrelor instantanee de rotație. În cazul roților dințate ovale, centroidele reprezintă și ovalele de divizare (fig. 3).

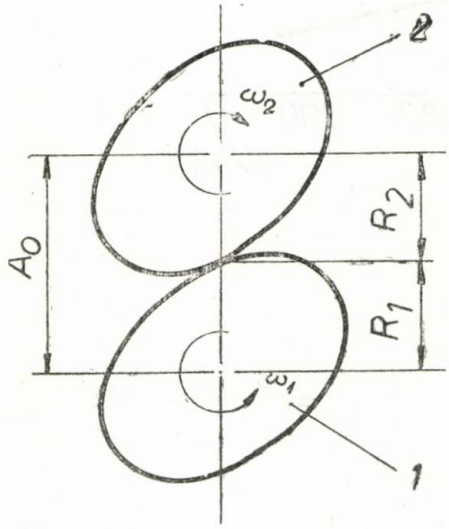


Fig. 3 Centroidele celor două roți dințate ovale.

Raportul de transmitere instantaneu este dat de relația :

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2}{r_1} \qquad (1)$$

Distanța dintre centralele centroidelor este constantă și are valoarea :

$$A_0 = R_1 + R_2 \qquad (2)$$

Dacă presupunem centroida **1** ca fiind centroida roții conducătoare, din relațiile (1) și (2) rezultă :

$$R_1 = \frac{A_0}{1 + i_{12}} \qquad (3)$$

iar pentru centroida roții conduse :

$$R_2 = A_0 \frac{i_{12}}{1 + i_{12}} \qquad (4)$$

Pornind de la relațiile (3) și (4) și folosind ecuațiile elipsei în coordonate polare rezultă pentru centroidele roților ovale relația :

$$R_{,2} = \frac{A\ (1 - e^2)}{1 - e\ \cos\ 2\varphi_{,2}} \qquad (5)$$

în care $A = \frac{A_0}{2}$ iar e este excentricitatea centroidei, avînd valoarea :

$$e = \frac{R_{1,2\,max} - R_{1,2\,min}}{R_{1,2\,max} + R_{1,2\,min}} \qquad (6)$$

Ținînd seamă de observația inițială că cele două roți dințate ovale — deci și centroidele lor — sînt identice, relația (6) se poate scrie și sub forma :

$$e = \frac{R_{max} - R_{min}}{R_{max} + R_{min}} \qquad (7)$$

în care R_{max} și R_{min} sînt razele maxime respectiv minime ale ovalului de divizare și sînt date de relațiile :

$$R_{max} = A\ (1 + e) \qquad (8)$$

$$R_{min} = A\ (1 - e) \qquad (9)$$

Pentru ca centroida să nu aibă punct de inflexiune, trebuie ca excentricitatea să fie mai mică decît 0,33, valorile uzuale fiind cuprinse între 0,2 și 0,25.

Pentru proiectarea în continuare a conturului, este necesar să se determine volumul de fluid transportat la o rotație completă a roților, și anume de patru ori volumul cuprins între peretele camerei de măsurare și suprafața late-

rală a roții ovale, așa cum se observă din figura 4, care este dat de relația :

$$V = 4\left(\frac{\pi \cdot R_c^2}{2} - S_0\right) L \qquad (10)$$

în care R_c este raza camerei de măsurare, S_0 este jumătate din aria delimitată de ovalul de divizare, iar L este lățimea roții dințate ovale.

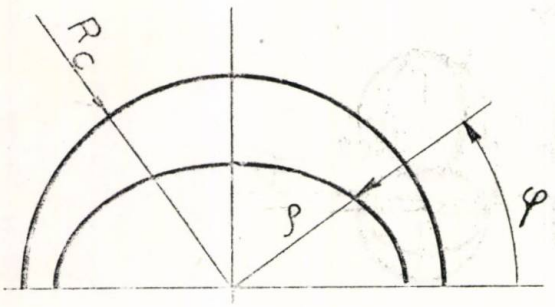


Fig. 4 Reprezentarea schematică a camerei de măsurare pentru calculul volumului.

Suprafața S_0 se calculează cu integrala :

$$S_0 = \iint_{\cdot\cdot} \rho d\rho \cdot d\varphi = \int_0^R \rho d\rho \int_0^\pi d\varphi =$$

$$= \int_0^\pi \frac{1}{2} R^2 d\varphi = \frac{1}{2} \int_0^\pi R^2 d\varphi \qquad (11)$$

Înlocuind pe R din relația (5) rezultă :

$$S_0 = \frac{1}{2} A^2 (1 - e^2)^2 \int_0^\pi \frac{d\varphi}{(1 - e\cos 2\varphi)^2} \qquad (12)$$

Efectuînd calculele rezultă :

$$S_0 = \frac{A^2}{4}(1 - e^2)\left(e + \frac{2}{\sqrt{1 - e^2}} \operatorname{arctg} \sqrt{\frac{1+e}{1-e}}\right) \qquad (13)$$

Raza camerei de măsurare este egală cu raza maximă a roții dințate ovale :

$$R_c = R_{max} + h_{0a}^{\cdot} \cdot m = A\ (1 + e) + h_{0a}^{\cdot} \cdot m \qquad (14)$$

Din relațiile (10), (13) și (14) rezultă volumul de lichid transportat la o rotație completă a sistemului traductor :

$$V = 4\left\{\frac{\pi}{2}\left[A\ (1 + e) + h_{0a}^{\cdot} \cdot m\right]^2 - \frac{A^2}{4}(1 - e^2) \cdot \right.$$

$$\left. \cdot\left(e + \frac{2}{\sqrt{1 - e^2}} \operatorname{arctg} \sqrt{\frac{1+e}{1-e}}\right)\right\} \cdot L \qquad (15)$$

Ca urmare a colaborării dintre catedra de Mecanică Fină din Institutul Politehnic București și I.C.S.I.T. M.F.S. București, a fost proiectată o familie de contoare cu roți dințate ovale, care acoperă un interval de debite cuprins între 3 și 2500 l/min, eșalonat pe 5 tipodimensiuni. Aceste contoare, executate la Intreprinderea de Mecanică Fină București, din bronz sau oțel inoxidabil, au eroarea maximă de indicare de $\pm 1\%$, urmînd ca pe măsura specializării intreprinderii această eroare să scadă, cum s-a întîmplat de altfel cu contoarele DN 80, la care s-au obținut valori sub 0,3%. Căderea maximă de presiune pe contor, este sub 0,3 bar.

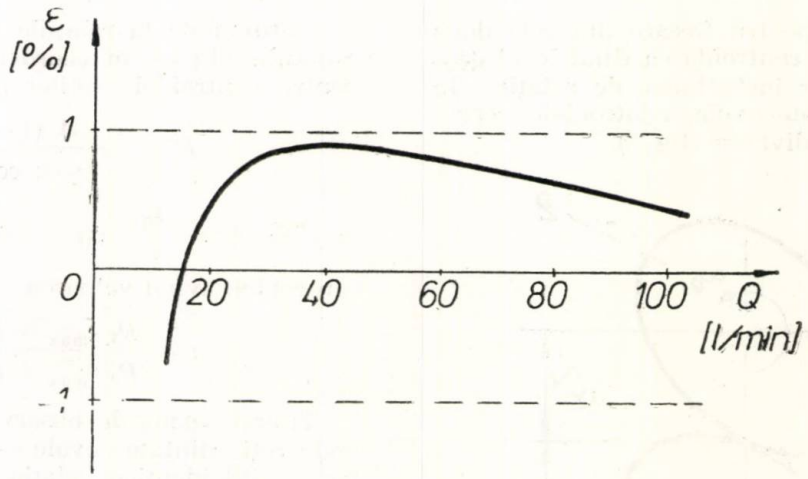


Fig. 5 Curba de erori a controlului DN 32.

În figura 5 este prezentată curba erorilor contorului DN 32 la omologare.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Botez, E.* : Angrenaje, București, Editura Tehnică, 1962.

[2] *Demian, T.* : Elemente constructive de mecanică fină, București, Editura didactică și pedagogică, 1974.

[3] *Litvin, F.L.* Necruglîe zubciatîe colesa, Moskva. Leningrad, Mașghiz, 1956.

CZ : 621.314.1

Considerații privind proiectarea unor traductoare de presiune cu mărci tensometrice

Ing. Iosif **CURIȚA**, șef lucr. ing. Sorin **KOSTRAKIEVICI** — Institutul Politehnic București
Ing. Adrian **DOICU** — I.A.U.C. — București

Traductoarele de presiune cu mărci tensometrice au cunoscut o dezvoltare rapidă, atît datorită unei tehnologii de execuție, ușoare, cît, mai ales, din cauza unei simplități relative a circuitelor de conversie a variației de rezistență în semnal util (adaptoare — uzual punți de tip Wheatston).

În figura 1 este prezentat un traductor de presiune utilizabil în domeniul presiunilor joase. Elementul sensibil este constituit dintr-un

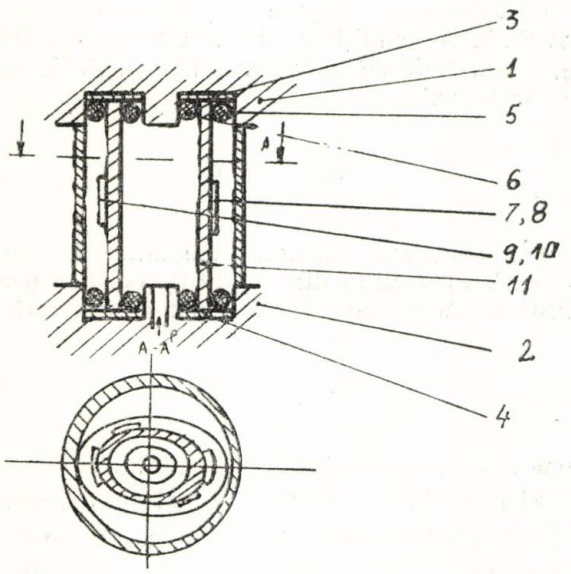


Fig. 1 Traductor de presiune.

tub de secțiune eliptică, ale cărui deformații, generate de acțiunea fluidului de lucru, sînt preluate de patru mărci tensometrice, amplasate pe pereții subțiri ai acestuia [3]. Camera traductorului este delimitată de două flanșe, **1**, și **2**.

Elementul elastic (tubul) **11** este fixat prin intermediul unor garnituri plane, **3** și **4**, și a două inele „0", **5** și **6**. O astfel de construcție asigură, pe lîngă încastrarea la ambele capete a elementului sensibil, și etanșarea împotriva pierderilor de fluid în restul traductorului. Mărcile tensometrice, **7**, **8**, **9** și **10**, aplicate pe suprafața exterioară a tubului, preiau deformațiile cauzate de presiunea fluidului de lucru.

Problema optimizării secțiunii transversale a tubului precum și a amplasării judicioase a mărcilor tensometrice pe pereții subțiri ai acestuia — factori determinanți în asigurarea unei calități majore la măsurarea presiunilor joase — reclamă, în mod imperios, cunoașterea prealabilă a distribuției deformațiilor specifice pe suprafața mediană a elementului elastic, solicitat de presiunea fluidului de lucru. Studiul efectuat în acest sens, expus în lucrare, a necesitat apelarea la teoria plăcilor curbe subțiri (pînze).

Stabilirea distribuției deformațiilor specifice s-a făcut pentru elementul sensibil cu secțiunea eliptică, în ipoteza că tubul îndeplinește atît condițiile geometrice, cît și pe cele de încărcare și de rezemare, caracteristice comportării ca membrană, și anume [1] :

— suprafața sa este continuă ;

— raza de curbură este, de asemenea, continuă sau variază foarte lent ;

— secțiunea transversală este constantă sau are o variație continuă ;

— încărcarea este distribuită după o lege continuă și păstrează același sens ;

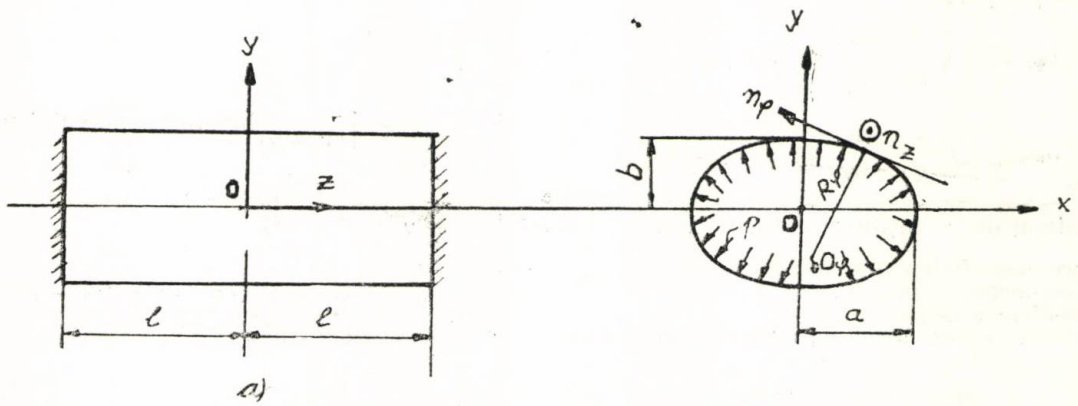


Fig. 2, a, b Pînză cilindrică.

— sprijinirea sa este, astfel, încît reacțiunile din reazemul continuu sînt tangente la suprafața mediană, în punctele de rezemare.

Sub aspect geometric, al modului de generare a suprafeței mediane, tubul cu secțiunea eliptică se încadrează în categoria plăcilor curbe de translație (pînze cilindrice).

În figura 2, a este ilustrată rezemarea pînzei — dublu încastrată pe contur, iar în figura 2, b este prezentată încărcarea acesteia datorită unui factor exterior — presiunea p a fluidului de lucru.

Starea de tensiuni din placa curbă de translație este cauzată de forțele specifice pe unitatea de lungime : axială — n_z, circumferințială — n_φ și lunecătoare — $n_{\varphi z}$ (fig. 3).

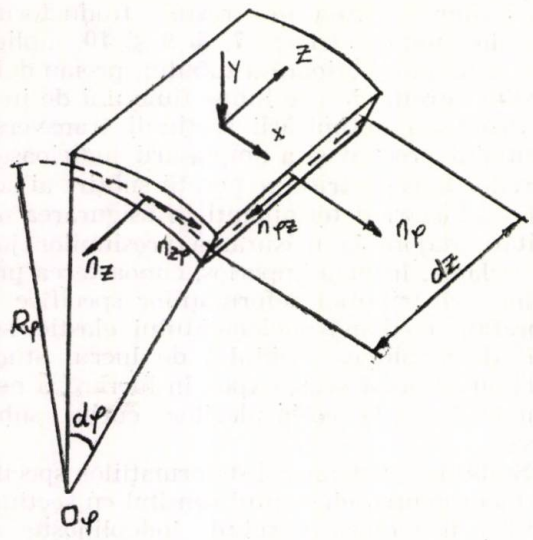


Fig. 3 Element de placă curbă de translație supusă forțelor specifice pe unitatea de lungime.

Rezolvîndu-se, în aceste condiții, ecuațiile de echilibru pentru un element infinit mic de tub, asimilat cu o placă curbă de translație, și definit de mărimile R_φ, $d\varphi$ și dz, se obțin, pentru forțele specifice pe unitatea de lungime, expresiile următoare :

$$\begin{cases} n_\varphi = pR_\varphi, \\ n_{\varphi z} = -\int \dfrac{1}{R_\varphi} \dfrac{\partial n_\varphi}{\partial \varphi}\, dz + C_1(\varphi), \\ n_z = -\int \dfrac{1}{R_\varphi} \dfrac{\partial n_{\varphi z}}{\partial \varphi}\, dz + C_2(\varphi) \end{cases} \tag{1}$$

Semnificațiile notațiilor utilizate sînt :

p — presiunea fluidului de lucru;
φ — coordonata unghiulară;
z — coordonata axială;
R_φ — raza de curbură a suprafeței avînd relația

$$R_\varphi = \frac{(a^2 \sin^2 \varphi + b^2 \cos^2 \varphi)^{\frac{3}{2}}}{ab}, \tag{2}$$

unde a și b reprezintă semiaxele elipsei;
$C_1(\varphi)$ și $C_2(\varphi)$ — constantele de integrare.

Deformațiile specifice se obțin în baza legii lui Hooke generalizate [1, 2] și au expresiile :

$$\begin{cases} \varepsilon_z = \dfrac{1}{Eh}(n_z - \nu n_\varphi) = \dfrac{\partial u_z}{\partial z}, \\ \varepsilon_\varphi = \dfrac{1}{Eh}(n_\varphi - \nu n_z), \end{cases} \tag{3}$$

în care :

E este modulul de elasticitate longitudinal al materialului tubului;
h — grosimea tubului;
ν — coeficientul lui Poisson aferent materialului tubului;
u_z — deplasarea în direcție axială.

Valorile deformațiilor specifice trebuie să se încadreze în limitele domeniului elastic.

Constanta de integrare $C_1(\varphi)$ se determină, utilizîndu-se condiția la limită a forței specifice $n_{\varphi z}$ și avîndu-se în vedere că încărcările sînt simetrice, adică :

$$n_{\varphi z}\Big|_{z=0} = 0 \tag{4}$$

De asemenea, valoarea constantei de integrare $C_2(\varphi)$ rezultă din condițiile elastice (condițiile în deformații [1] ale sistemului, astfel :

$$u_z\Big|_{z=l} = 0, \tag{5}$$

unde $2\,l$ reprezintă lungimea tubului.

Efectuîndu-se calculele, se obțin expresiile deformațiilor specifice, axială — ε_z și circumferențială — ε_φ, în planul $z = 0$, și anume :

$$\begin{cases} \varepsilon_z = \dfrac{3}{2}\dfrac{p}{Eh}\, ab\,(a^2 - b^2) \cdot \\ \cdot \dfrac{(a^2 - b^2)\sin^2\varphi\cos^2\varphi + b^2\cos^4\varphi - a^2\sin^4\varphi}{(a^2\sin^2\varphi + b^2\cos^2\varphi)^{7/2}} \cdot \\ \cdot \left(z^2 - \dfrac{l^2}{3}\right), \\ \varepsilon_\varphi = \dfrac{p}{Eh}\left[(1-\nu)\dfrac{a^2\sin^2\varphi + b^2\cos^2\varphi}{ab} - \right. \\ - \dfrac{3}{2}\nu ab(a^2 - b^2) \cdot \\ \cdot \dfrac{(a^2 - b^2)\sin^2\varphi\cos^2\varphi + b^2\cos^4\varphi - a^2\sin^4\varphi}{(a^2\sin^2\varphi + b^2\cos^2\varphi)^{7/2}} \cdot \\ \left. \cdot \left(z^2 - \dfrac{l^2}{3}\right)\right] \end{cases} \tag{6}$$

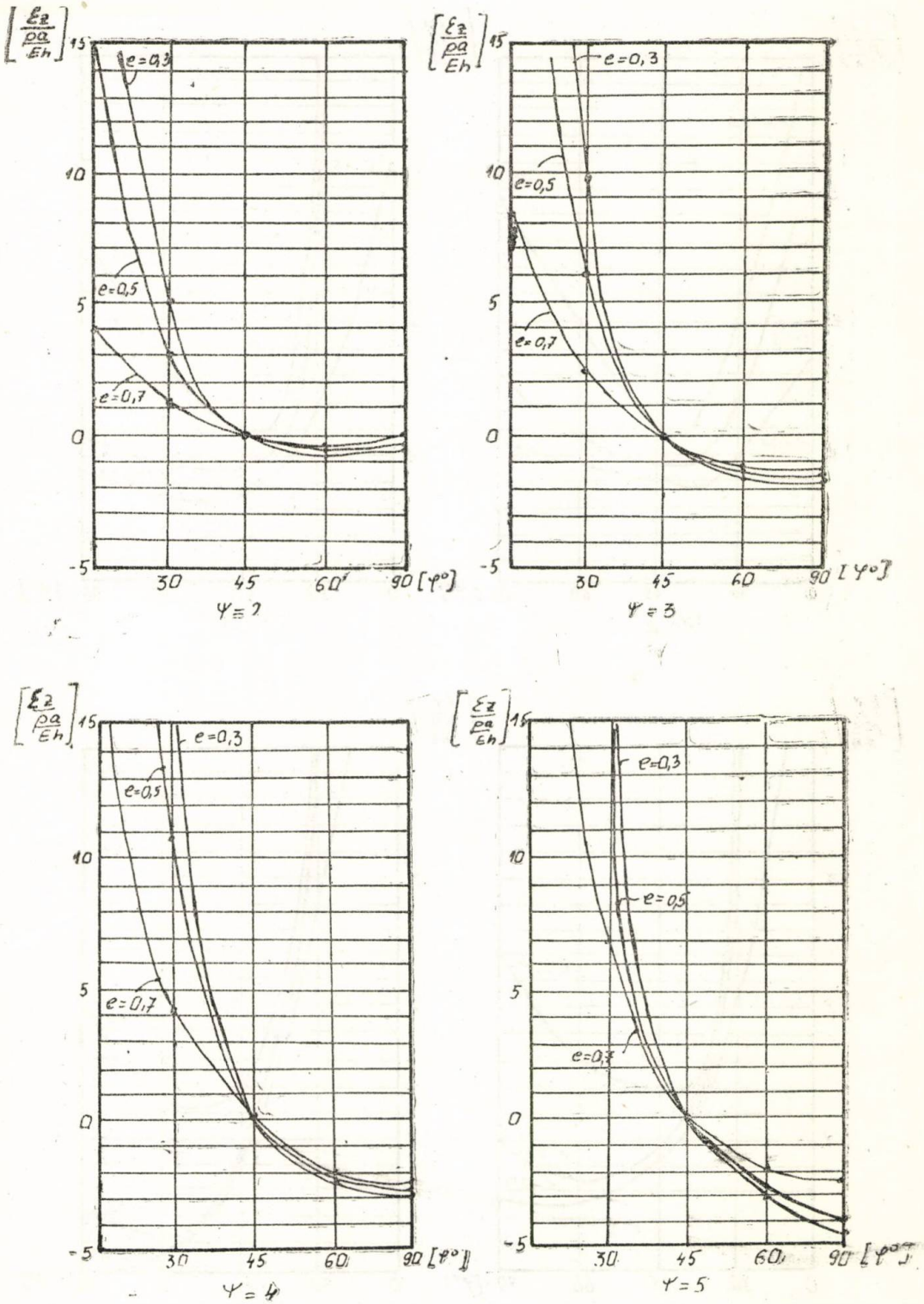


Fig. 4 Dependența deformației specifice ε_z față de e, ψ și φ.

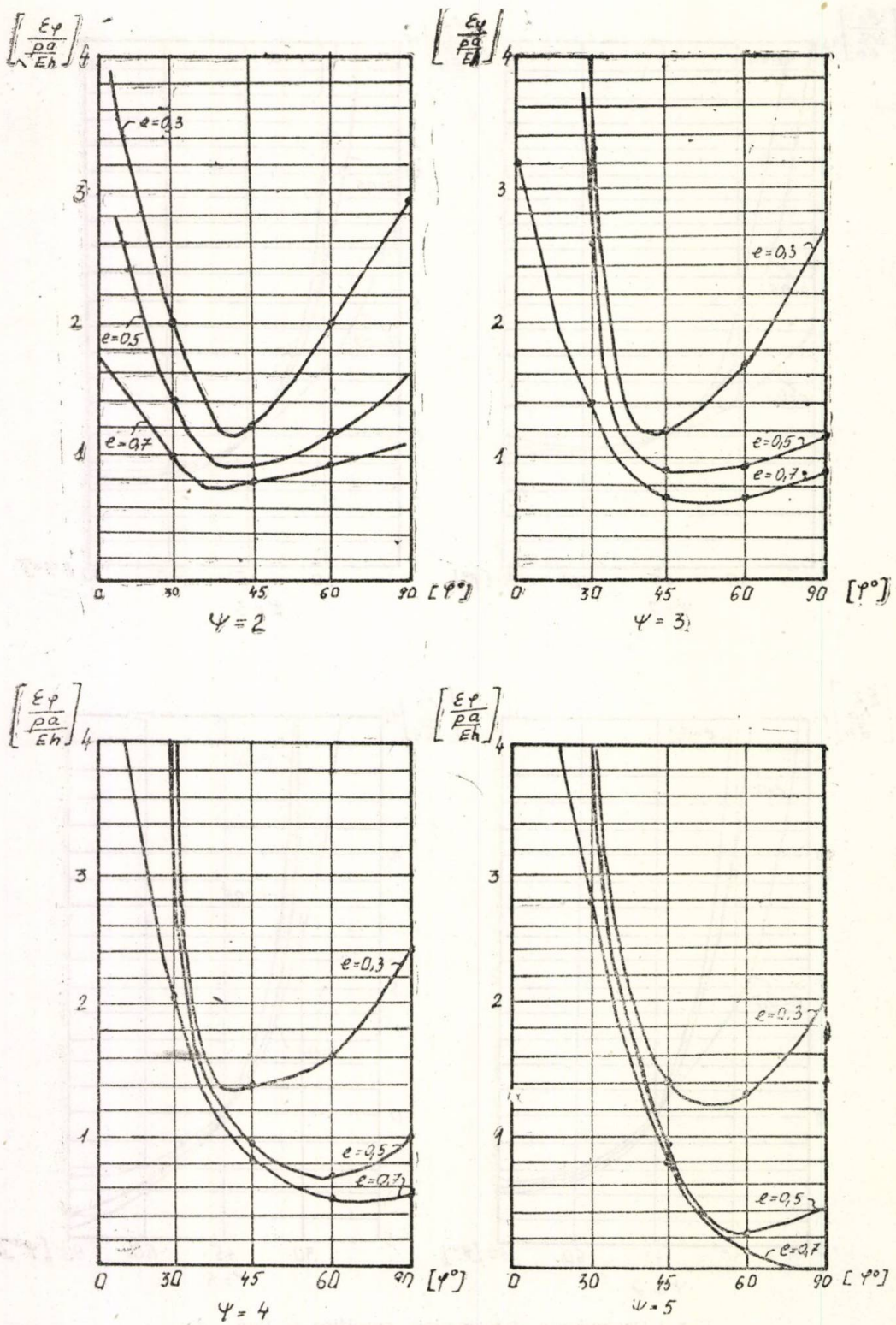


Fig. 5 Dependența deformației specifice ε_φ față de e, ψ și φ.

În planul $z = 0$, introducîndu-se parametrii adimensionali : $e = \frac{b}{a}$ — raportul semiaxelor și $\psi \frac{l}{a}$ — factorul geometric al tubului, expresiile deformațiilor specifice, axială și circumferințială, devin :
geometric al tubului, expresiile deformațiilor specifice, axială și circumferințială, devin :

$$\left\{\begin{array}{l} \varepsilon_z = \dfrac{pa}{Eh}\dfrac{1}{2}\psi^2 e(1-e^2)\cdot \\ \cdot \dfrac{(1-e^2)\sin^2\varphi\cos^2\varphi + e^2\cos^4\varphi - \sin^4\varphi}{(\sin^2\varphi + e^2\cos^2\varphi)^{7/2}}, \\ \varepsilon_\varphi = \dfrac{pa}{Eh}\dfrac{\dfrac{1-\nu^2}{e}(\sin^2\varphi + e^2\cos^2\varphi)^5 + }{(\sin^2\varphi + e^2\cos^2\varphi)^{7/2}} \\ + \dfrac{\nu}{2}\psi^2 e(1-e^2)[(1-e^2)\sin^2\varphi\cos^2\varphi + \\ + e^2\cos^4\varphi - \sin^4\varphi] \end{array}\right. \quad (7)$$

Pentru un tub cu secțiunea circulară, relațiile deformațiilor specifice se stabilesc prin particularizarea expresiilor (7), considerîndu-se $e = 1$. Acestea sînt

$$\left\{\begin{array}{l} \varepsilon_z = 0, \\ \varepsilon_\varphi = \dfrac{pa}{Eh}(1-\nu^2) \end{array}\right. \quad (8)$$

De asemenea, se pot determina relațiile deformațiilor specifice pentru un tub cu secțiunea oval — alungită, ținîndu-se seama în expresiile (7) că $e \to 0$ (ceea ce este echivalent cu a menționa că $b \to 0$). Rezultă

$$\left\{\begin{array}{l} \varepsilon_z = 0, \\ \varepsilon_\varphi = \infty \end{array}\right. \quad (9)$$

În concluzie, analizîndu-se dependența deformațiilor specifice — axială și circumferențială — față de parametrii e, ψ și φ (fig. 4 și 5), se pot recomanda — în funcție de forma geometrică a secțiunii elementului sensibil și corespunzător tipului punții — modalitățile de amplasare a mărcilor tensometrice în cadrul punții, cu specificarea consecințelor ce le incumbă, astfel :

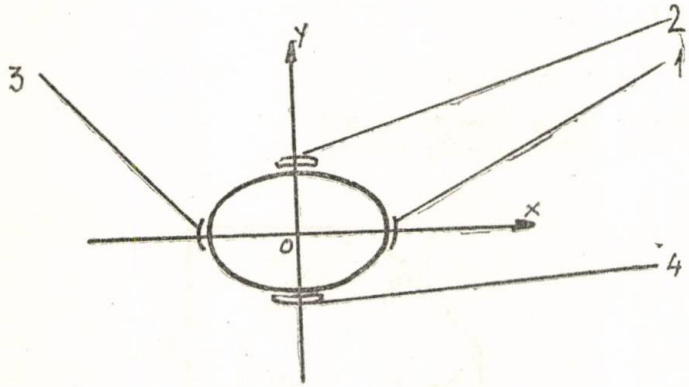
a) Pentru secțiunea eliptică :

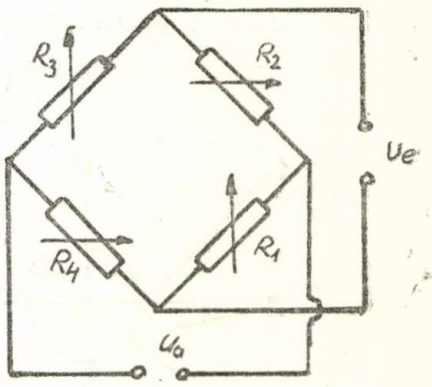
— punte cu patru brațe active (fig. 6). Mărcile tensometrice **1** și **3** se orientează pentru preluarea deformației circumferențiale, iar **2** și **4** pentru captarea deformației axiale, întrucît deformațiile respective sînt de sens contrar ;

— punte cu două brațe active (fig. 7). Mărcile tensometrice **1** și **3** se supun solicitărilor circumferențiale de același semn, iar **2** și **4** — celor axiale, amplasarea lor făcîndu-se sub unghiul $\varphi = 45°$, cînd $\varepsilon_z = 0$ și realizează compensarea termică.

b) Pentru secțiunea oval-alugită :

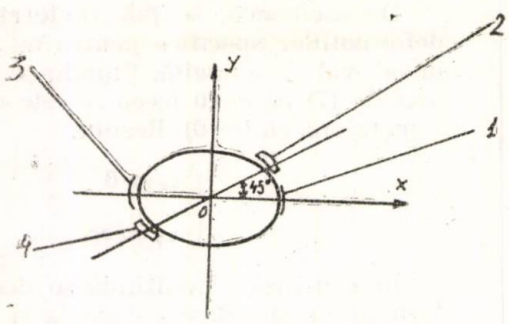
— punte cu două brațe active (fig. 8). Mărcile tensometrice **1** și **3** se dispun pentru preluarea eforturilor circumferențiale, iar **2** și **4** sînt destinate compensării termice.

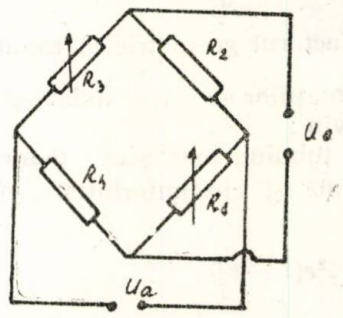




$\frac{U_e}{U_a} = \frac{k}{2}[\varepsilon_\varphi + [\varepsilon_z]\,10^{-3}$;
$e_{rel} = 0$;
$\frac{U_e}{U_a}$ — raportul dintre tensiunea de dezechilibru și tensiunea de alimentare [mV/v] ;
K — constanta de marcă ;
e_{rel} — eroarea de liniaritate.

Fig. 6 Amplasarea mărcilor tensometrice în cadrul punții cu patru brațe active, în cazul secțiunii eliptice.

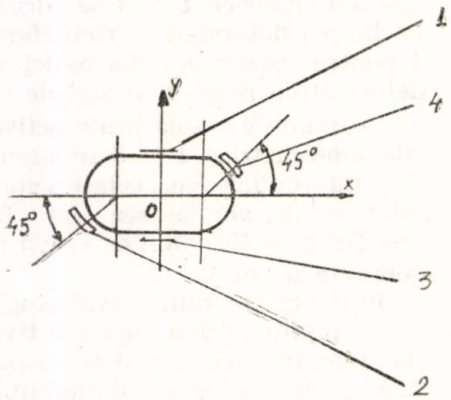


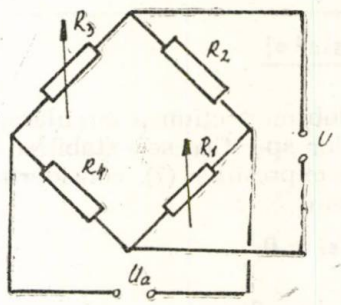


$$\frac{U_e}{U_a} = \frac{K}{2}\,\varepsilon_\varphi \cdot 10^{-3}\ ;$$

$$\varepsilon_{rel} = -\frac{k}{2}\,\hat{\varepsilon}_\varphi\ 10^{-4}\,[\%].$$

Fig. 7 Amplasarea mărcilor tensometrice în cadrul punții cu două brațe active, în cazul secțiunii eliptice.

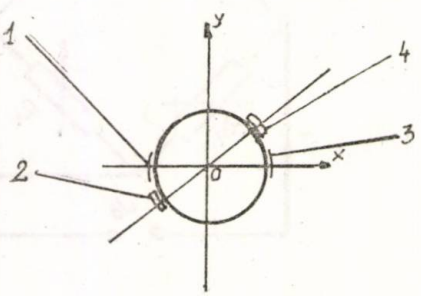


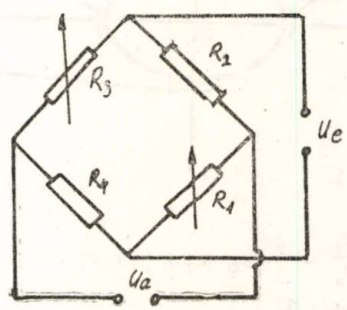


$$\frac{U_e}{U_a} = \frac{K}{2}\,\varepsilon_\varphi^{\infty}\ 10^{-3}\ ;$$

$$\varepsilon_{rel} = -\frac{K}{2}\,\hat{\varepsilon}_\varphi\ 10^{-4}\,[\%]$$

Fig. 8 Amplasarea mărcilor tensometrice în cadrul punții cu două brațe active, în cazul secțiunii oval-alungite.





$$\frac{U_e}{U_a} = \frac{K}{2}\,\varepsilon_\varphi \cdot 10^{-3}\ ;$$

$$\varepsilon_{rel} = -\frac{K}{2}\,\hat{\varepsilon}_\varphi\ 10^{-4}\,[\%].$$

Fig. 9 Amplasarea mărcilor tensometrice în cadrul punții cu două brațe active, în cazul secțiunii circulare.

c) Pentru secțiunea circulară :

— punte cu două brațe active (fig. 9). Mărcile tensometrice **1** și **3** se aliniază la cîmpul de efort circumferențial, iar **2** și **4** se afectează compensării termice.

Ținîndu-se seama de recomandările menționate și de implicațiile acestora din examinarea răspunsului sistemului — adică a raportului dintre tensiunea de dezechilibru și cea de alimentare — reiese că varianta optimă de traductor este aceea în care se utilizează, ca element sensibil, un tub cu secțiunea oval — a'ungită, cînd deformațiile circumferențiale cresc infinit de mult.

Pe de altă parte, din analizarea erorii de liniaritate, se deduce că varianta optimă se obține pentru o secțiune eliptică a elementului sensibil și a unei punți de mărci tensometrice cu patru brațe active.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Ciomocoș, F.D., Ciomocoș, T.* : Teoria elasticității în probleme și aplicații Editura Facla, Timișoara, 1984.

[2] *Filonenko-Boroditsch, M.M.* : Elastizitätstheoriel VEB Fachbuchverlag, Leipzig, 1967.

[3] *Ionescu, G.* : Traductoare pentru automatizări industriale. Editura Tehnică, București, 1985.

[5] *Mușatescu, R., Andrei, R.* : Considerații privind construcția și funcționarea traductoarelor de presiune cu mărci tensometrice. SINAMC, București, 1987.

CZ : 621.314.1

Asupra unor aspecte de calcul privind traductoarele miniaturale de presiune cu diafragmă, integrate pe siliciu

Ing. Iosif **CURIȚA**, șef lucr. ing. Sorin **KOSTRAKIEVICI** — Institutul Politehnic București
Ing. Adrian **DOICU** — I.A.U.C. — București

Dintre variantele constructive ale senzorilor de presiune cu corp solid, tipul piezorezistiv integrat pe siliciu este, în prezent, cel mai folosit. Acesta reprezintă, în principiu, o punte Wheatston tensometrică integrată, realizată prin difuzia, pe o față a plachetei de siliciu, a patru rezistențe tensometrice. Tensometrele sînt difuzate într-o diafragmă circulară, foarte subțire — obținută prin corodarea selectivă a celeilalte fețe a plachetei de siliciu — deci, fac parte globală din diafragmă, al cărei inel de prindere îl constituie structura nesubțiată care se lipește elastic pe un substrat, ce posedă, în dreptul diafragmei, orificiul de acces al fluidului de lucru a cărui presiune se măsoară. Acțiunea presiunii fluidului generează, în diafragmă, tensiuni, care — datorită efectului piezorezistiv — sînt transformate prin intermediul punții în semnal electric.

Diferențierea variantelor constructive ale acestui senzor constă în [4] :

— alegerea planului cristalografic al siliciului în care se realizează senzorul ;

— poziționarea tensometrelor în diafragmă;

— modul de corodare a diafragmei ;

— maniera de încapsulare.

Pentru cazul în care planul diafragmei este paralel cu planul cristalografic (111) [6], orientarea rezistențelor tensometrice față de axele cristalografice este independentă, aceasta reprezentînd avantajul unui astfel de traductor.

Adoptarea amplasării optime a rezistențelor tensometrice în raport de diafragmă se face pe baza unui studiu prealabil al distribuției tensiunilor în diafragma cu simetrie circulară. Prin poziționarea acestora în diafragmă, în sensul concluziilor rezultate, rezistențele din brațele opuse ale punții sînt supuse la același fel de tensiune, iar cele din brațele alăturate — la tensiuni de semn contrar, realizîndu-se avantajele punților de curent continuu.

În studiile privind determinarea distribuției de tensiuni [1, 3], se asimilează comportarea diafragmei în funcțiune cu aceea a unei membrane plane din material metalic, foarte rigidă, neputîndu-se explica, însă — din punct de vedere mecanic — fenomenul de deformație permanentă care apare în situația diafragmelor de grosimi foarte mici (<10 μm) și care se manifestă, calitativ, printr-o scădere apreciabilă a sensibilității senzorului piezorezistiv.

În acest sens s-a conceput un model matematic care să simuleze compartamentul în exploatare al diafragmei cu simetrie circulară, din categoria menționată, și care să prezinte însușirile următoare :

— să aibă un caracter general, adică modelul care asimilează comportarea diafragmei de studiat cu o membrană plană foarte rigidă să se obțină prin particularizare ;

— să permită explicarea fenomenului de deformație permanentă ;

— să asigure impunerea cerințelor de proiectare, privind alegerea parametrilor geometrici ai diafragmei — raza și grosimea acesteia — astfel încît să poată lucra în domeniul deformațiilor mici.

În lucrare se prezintă modul de stabilire a distribuției de tensiuni, apelîndu-se la ecuațiile plăcilor circulare subțiri din teoria elasticității [2, 5], însă fără adoptarea condițiilor la limită pe contur, tipice încastrării perfecte, care asigură o continuitate a deformațiilor pe contur, dar care introduc o discontinuitate a tensiunilor — zona de încastrare funcționînd ca un concentrator de tensiuni.

Determinarea repartizării tensiunilor în diafragma cu simetrie circulară s-a realizat prin aplicarea principiului suprapunerii efectelor, considerîndu-se că aceasta este solicitată după direcțiile normală și radială de presiunea fluidului de lucru (fig. 1, a, b).

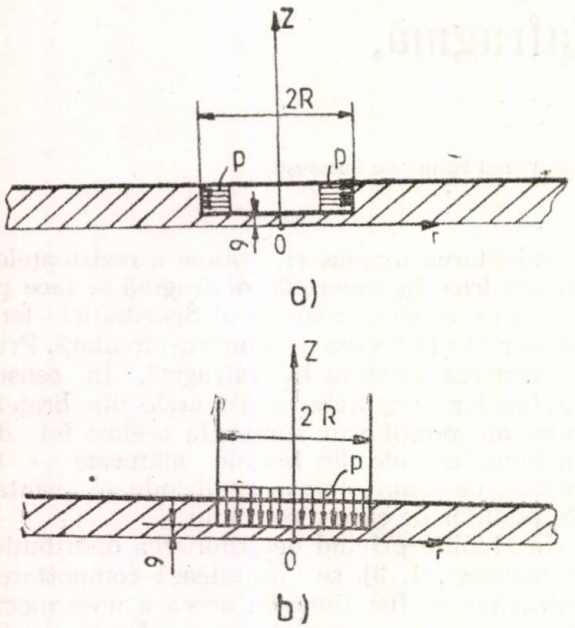


Fig. 1, a, b

Acțiunea radială a presiunii fluidului asupra pereților diafragmei generează o stare de solicitare la întindere, problema ce se vizează a fi soluționată fiind determinarea distribuției tensiunilor într-un semispațiu supus presiunii p pe un contur circular.

Apelîndu-se la metoda izolării corpurilor (fig. 2) și rezolvîndu-se ecuația de echilibru pentru tuburile cu pereți groși [5],

$$\frac{d}{dr}\left[\frac{1}{r}\frac{d}{dr}(u,\ r)\right]=0, \tag{1}$$

cu condițiile la limită

$$\lim_{r\to 0} u\,(r)\neq\infty \text{ și } \lim_{r\to\infty} u\,(r)=0, \tag{2}$$

s-au găsit, pentru tensiunile radială și circumferențială, de întindere, într-un punct situat la distanța r de centrul diafragmei, relațiile :

$$\sigma_{rf}=\begin{cases}\dfrac{1+\nu}{2}p, & \text{pentru } r\leqslant R,\\[2ex] -\dfrac{1-\nu}{2}p, & \text{pentru } r>R;\end{cases} \tag{3}$$

$$\sigma_{\theta f}=\begin{cases}\dfrac{1+\nu}{2}p, & \text{pentru } r\leqslant R,\\[2ex] \dfrac{1-\nu}{2}\dfrac{R^2}{r^2}p, & \text{pentru } r>R.\end{cases} \tag{4}$$

Semnificațiile notațiilor din relațiile (1 . . 4) sînt :

u — deplasarea radială a punctului considerat;
r — raza curentă;
R — raza diafragmei;
ν — coeficientul lui Poisson aferent materialului diafragmei.

λ - fracțiune din încărcarea exterioară preluată de zona $r > R$

σ_{r_0} - tensiune radială internă, pe contur, introdusă conform principiului acțiunii și reacțiunii

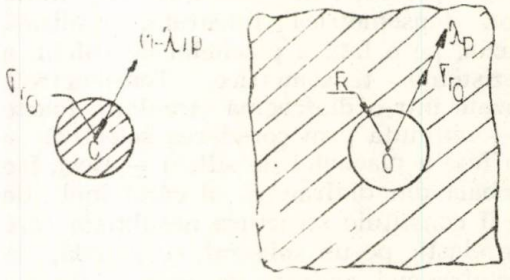


Fig. 2

În ceea ce privește starea de tensiuni corespunzătoare acțiunii normale a fluidului de lucru asupra diafragmei (fig. 1, b), aceasta s-a stabilit, considerîndu-se, pentru domeniul interior — $r\in(0,\ R)$ — ecuațiile plăcilor circulare subțiri din teoria elasticității, și anume : ecuația forțelor (în care necunoscuta este forța de întindere radială) și ecuația rotirilor (în care necunoscuta este unghiul de rotire), existente sub formă adimensională [2, 5],

$$\rho\psi_1'+\psi_1'-\frac{\psi_1}{\rho}=\frac{\alpha_1^2}{2}, \tag{5}$$

$$\rho\alpha_1''+\alpha_1'-\frac{\alpha}{\rho}=-k\psi_1\alpha_1+\nu_1\rho^2, \tag{6}$$

iar pentru domeniul exterior — $r \in [R, +\infty]$ — ecuația de echilibru pentru tuburile cu pereți groși,

$$\frac{d}{dr}\left[\frac{1}{r}\frac{d}{dr}(u_2, r)\right] = 0. \tag{7}$$

Notațiile, introduse suplimentar au semnificațiile :

$\psi_1 = -\dfrac{T_r^1 r}{Eh\bar{R}}$ — forța radială adimensională ce depinde de forța radială de întindere T_r^1 din suprafața mediană ;

$\nu_1 = \dfrac{p\bar{R}^3}{2D}$ — deplasarea radială a suprafeței mediane ;

$D = \dfrac{Eh^3}{12(1-\nu^2)}$ — rigiditatea diafragmei;

$k = 12(1-\nu^2)\dfrac{R^2}{h_2}$ — coeficient adimensional ce caracterizează plăcile subțiri;

h — grosimea diafragmei;

E — modulul de elasticitate longitudinal al materialului diafragmei;

$\rho = \dfrac{r}{R}$ — raza relativă;

α — unghiul de rotire al normalei la suprafața mediană în raport cu centrul suprafeței. Indicii se referă la domeniul de analiză, interior respectiv exterior.

Continuitatea pe contur a deplasărilor radiale și a tensiunilor de întindere impune ca

$$u_1(R) = u_2(R) \text{ și } \sigma_{rt}^1(R) = \sigma_{rt}^2(R). \tag{8}$$

De asemenea, condițiile la limită pentru problema exterioară cer ca

$$\lim_{r\to\infty} u_2(r) = 0 \text{ și } \lim_{r\to\infty} \sigma_{rt}^2(r) = 0. \tag{9}$$

Problema interioară — sistemul de ecuații (5) și (6) — s-a rezolvat, căutîndu-se soluții sub forma unor serii de puteri, astfel :

$$\psi = \sum_{k=0}^{\infty} b_{2k+1}\rho^{2k+1} \text{ și } \alpha = \sum_{k=0}^{\infty} a_{2k+1}\rho^{2k+1}, \tag{10}$$

unde a_{2k+1} și b_{2k+1} reprezintă coeficienții termenilor dezxoltării în serie.

Reținîndu-se primii doi termeni ai dezvoltării în serie, s-au obținut, pentru tensiunile radială $-\sigma_r$ și circumferențială $-\sigma_\theta^1$, relațiile :

$$\begin{cases} \sigma_r^1 = E\dfrac{h^2}{R^2}\left(\dfrac{W_0}{h}\right)(\alpha_1\rho^2 - \beta), \\ \sigma_\theta^1 = E\dfrac{h^2}{R^2}\left(\dfrac{W_0}{h}\right)(\alpha_2\rho^2 - \beta), \end{cases} \tag{11}$$

în care :

$$\begin{cases} \alpha_1 = 2\dfrac{3+\nu}{1+\nu^2} - \dfrac{W_0}{h}, \\ \alpha_2 = 2\dfrac{1+3\nu}{1-\nu^2} - 3\dfrac{W_0}{h}, \\ \beta = \dfrac{1-\nu}{2} - 2\dfrac{W_0}{h}, \end{cases} \tag{12}$$

W_0 reprezentînd deformația maximă în centrul diafragmei.

Dacă se consideră comportarea diafragmei similară cu cea a unei membrane plane foarte rigide, atunci coeficienții adimensionali α_1, α_2 și β nu mai depind de deformația maximă W_0, relațiile acestora devenind :

$$\begin{cases} \alpha_1 = 2\dfrac{3+\nu}{1-\nu^2}, \\ \alpha_2 = 2\dfrac{1+3\nu}{1-\nu^2}, \\ \beta = \dfrac{2}{1-\nu} \end{cases} \tag{13}$$

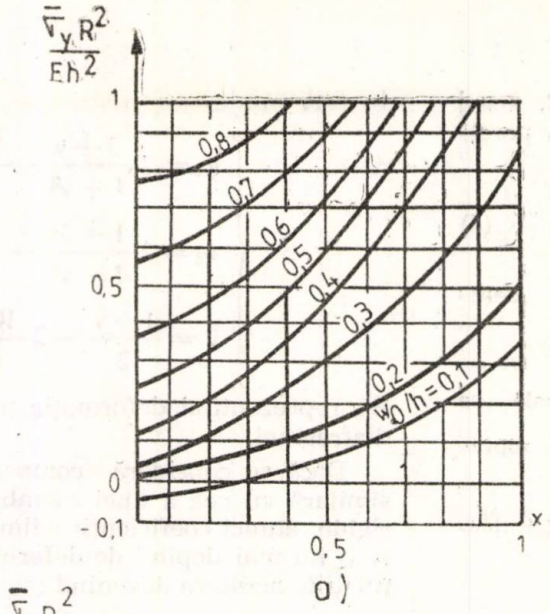
Însumîndu-se tensiunile datorate acțiunilor normală și radială ale presiunii fluidului de lucru pe întreaga suprafață a pereților diafragmei, rezultă tensiunile totale σ_r și σ_θ pentru domeniul interior — $r \in [O, R]$, ale căror expresii devin :

$$\begin{cases} \sigma_r = \sigma_{rt} + \sigma_r^1 = E\dfrac{h^2}{R^2}\left(\dfrac{W_0}{h}\right)(\alpha_1\rho^2 - \beta) + \\ \quad + \dfrac{1+\nu}{2}p, \\ \sigma_\theta = \sigma_{\theta t} + \sigma_\theta^1 = E\dfrac{h^2}{R^2}\left(\dfrac{W_0}{h}\right)(\alpha_2\rho^2 - \beta) + \\ \quad + \dfrac{1+\nu}{2}p \end{cases} \tag{14}$$

În ipoteza considerării contribuției ultimilor termeni ai relației (14) — proveniți din acțiunea presiunii fluidului asupra pereților diafragmei — insignifiantă, tensiunile totale în coordonate carteziene (X, Y) au relațiile :

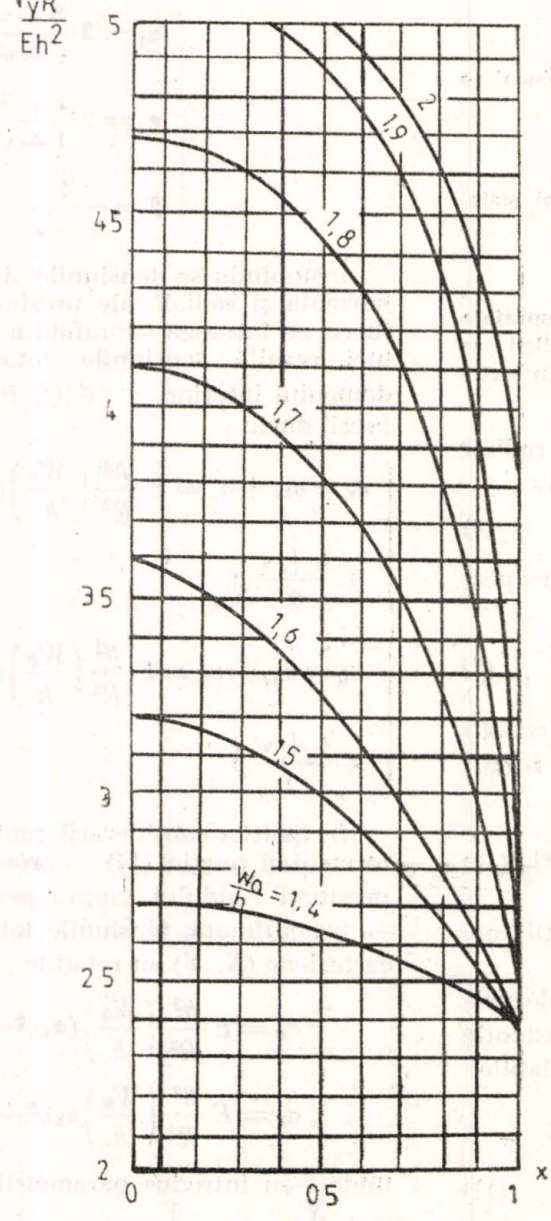
$$\begin{cases} \sigma_x = E\dfrac{h^2}{R^2}\left(\dfrac{W_0}{h}\right)(\alpha_1 x^2 + \alpha_2 y^2 - \beta), \\ \sigma_y = E\dfrac{h^2}{R^2}\left(\dfrac{W_0}{h}\right)\alpha_2 x^2 + \alpha_1 y^2 - \beta), \end{cases} \tag{15}$$

unde s-au introdus parametrii adimensionali $x = \dfrac{X}{R}$ și $y = \dfrac{Y}{R}$.



a)

$\frac{w_0}{h} \in (0,1 \; ; \; 1,3)$



b)

$\left(\frac{w_0}{h}\right) \in (1,4 \; ; \; 2)$

Fig. 3, a, b

Corespunzător unui senzor piezorezistiv cartezian, cu tensometrele dispuse de-a lungul axelor de coordonate, s-au stabilit, apoi, expresiile valorilor medii ale tensiunilor, și anume :

$$\begin{cases} \bar{\sigma}_y = \int_0^1 \sigma_y dy = E\frac{h^2}{R^2}\left(\frac{W_0}{h}\right)\left[\alpha_2 x^2 - \left(\beta - \frac{\alpha_1}{3}\right)\right], \\ \bar{\sigma}_x = \int_0^1 \sigma_x dx = E\frac{h^2}{R^2}\left(\frac{W_0}{h}\right)\left[\alpha_2 y^2 - \left(\beta - \frac{\alpha_1}{3}\right)\right] \end{cases} \quad (16)$$

Realizarea unei sensibilități maxime a punții tensometrice impune, ca sensul de variație al tensiunilor pentru rezistențele adiacente să fie opus. În scopul dispunerii optime a rezistențelor tensometrice pe suprafața diafragmei, este necesară cunoașterea variației tensiunilor medii $\bar{\sigma}_y$ sau $\bar{\sigma}_x$. În figurile 3 și 4 sînt ilustrate legile de variație a tensiunii medii $\bar{\sigma}_y$, stabilite în contextul teoriei prezentate, comparativ cu cea obținută considerîndu-se comportarea diafragmei similară cu cea a unei membrane plane foarte rigide (fig. 4). Se constată că, pentru deformații mici, amplasarea rezistențelor tensometrice adiacente, în domeniile : $x \in (0;\ 0{,}2)$, respectiv $x \in (0{,}2\ ;\ 1)$, este acoperitoare $\left(\frac{W_0}{h} = 1\right.$ din fig. 3, a$\left.\right)$.

deformațiilor mici. În acest mod se elimină și efectul deformației permanente, cunoscut în practică sub denumirea de „baloon effect" și

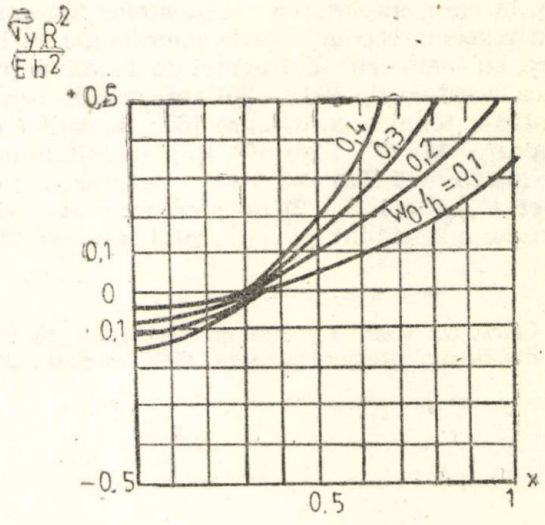


Fig. 4

specific diafragmelor cu $h < 10$ μm, explicabil prin aceea că, o dată cu creșterea deformației, sensul de variație al tensiunilor pentru rezistențele adiacente este același și sensibilitatea punții scade.

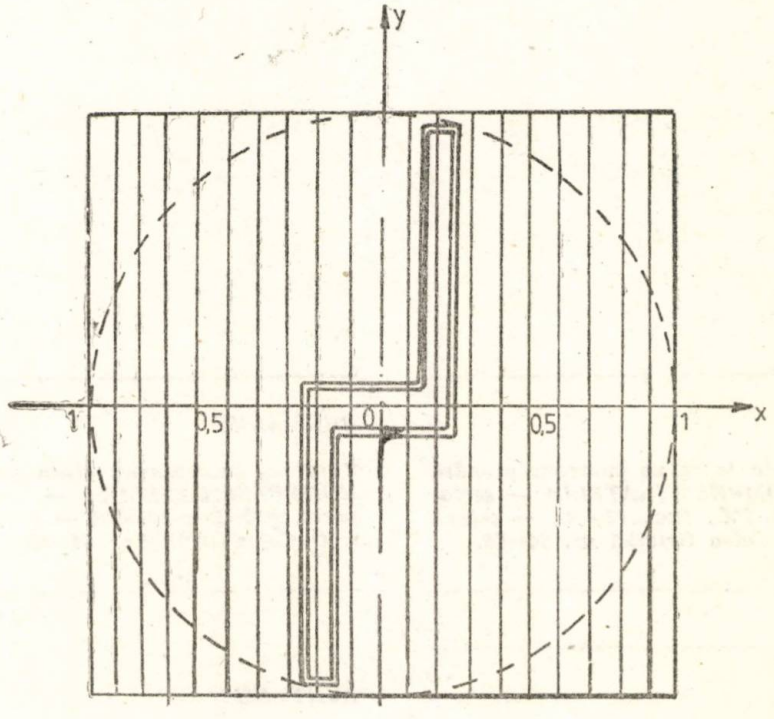


Fig. 5

Prin alegerea optimă a parametrilor geometrici ai diafragmei, raza și grosimea, se poate asigura funcționarea acesteia în domeniul

Din examinarea relațiilor (16), se deduce că domeniul de măsurare a presiunilor este proporțional cu raportul dintre pătratul grosimii dia-

fragmei și pătratul razei acesteia. „Lay-out"-ul structurii senzorului de presiune integrat pe siliciu, cartezian, este reprezentat în figura 5.

Un senzor de presiune piezorezistiv cartezian, la care amplasarea rezistențelor tensometrice respectă recomandările menționate în lucrare, cu diametrul diafragmei de 1 mm și grosimea acestuia de (20 . . . 30) μm, posedă caracteristicile tehnice următoare [6] : domeniul de măsurare $\Delta \approx (2 \ldots 20)\ 10^5$ Pa; sensibilitatea $S = (0{,}225 \ldots 0{,}750)$ μV/Pa ; tensiunea de offset $U_{off} = (0{,}2 \ldots 2)$ mV; eroarea de neliniaritate a sensibilității senzorului $\varepsilon_{NS} = 0{,}2\%$.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Clark, D., Wise, J.* : Pressure sensitivity in thin diaphragm pressure sensors. IEEE Trans. Electron Devices, Vol. 26, No. 12, 1979.

[2] *Demian, T.* : Elemente constructive de mecanică fină. Editura Didactică și Pedagogică, București, 1980.

[3] *Gieles, A., Somers, G.* : Miniature pressure transducers with a silicon diaphragm. Philips Tech. Rev., Vol. 33, No. 1, 1973, p. 14 . . 20.

[4] *Muntean, M., Guran, D.* : Evaluarea experimentală a performanțelor senzorilor piezorezistivi de presiune realizați pe siliciu monocristalin. Lucrările conferinței anuale de semiconductoare — CAS'88 — 7 . . 11 oct., Sinaia, Ediția a 10-a.

[5] *Ponomariov, S.D, ș.a.* : Calculul de rezistență în în construcția de mașini, Vol. II. Editura Tehnică, București, 1960.

[6] *Racoveanu, C.* : Senzor de presiune integrat pe siliciu. Lucrările conferinței anuale de semiconductoare — CAS'86 — 1 . . 4 oct., Sinaia, Ediția a 9-a.

ATTENTION !

Les lecteurs étrangérs de la revue pourront prendre des abonaments par ROMPRESFILATELIA — sectorul export-import presă. P.O. Box. 12—201 — telex : 10376 prsfir, București, Calea Griviței nr. 64—66.

ВНИМАНИЕ !

Читатели иностранных стран могут абонироваться при ROMPRESFILATELIA — sectorul export-import presă. P.O. Box 12—201 — telex : 10376 prefir, București, Calea Griviței nr. 64—66.

ATTENTION !

Foreign readers can subscribe through ROMPRESFILATELIA — sectorul export-import presă. P.O. Box. 12—201 — telex : 10376 prsfir, București, Calea Griviței nr. 64—66.

ACHTUNG !

Ausländische Leser können sich abonnieren durch ROMPRESFILATELIA — sectorul export-import presă. P.O. Box 12—201 — telex : 10376 prsfir, București, Calea Griviței nr. 64—66.

OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ
pentru
INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI

difuzează în anul 1989

materiale de informare despre realizări din țară și din străinătate privind preocupările actuale în domeniul construcțiilor de mașini, de ex.: programul energetic, valorificarea surselor proprii de materii prime, calitatea produselor, economisirea materiilor prime și reciclarea deșeurilor, productivitatea muncii etc.

Materialele sînt grupate în serii:

Simbolul	Denumirea seriei
	REALIZĂRI ALE CERCETĂRII ROMÂNEȘTI
RCM	Revista „Construcția de mașini"
ID	INFORMARE DOCUMENTARĂ asupra nivelului progresului tehnic pe plan mondial în industria construcțiilor de mașini
	Informări pentru cadre de conducere:
IDCM	Informare documentară în construcția de mașini
IDCM-C	Informare documentară în construcția de mașini — conjunctură
IDCM-E	Informare documentară în construcția de mașini-energie
IDCM-O	Informare documentară în construcția de mașini-organizare
IDCM-PM	Informare documentară pentru protecția muncii
	Informări pentru specialiști:
IDT	Informare documentară în turnătorii
IDTT	Informare documentară pentru tratamente termice
IDPP	Informare documentară pentru prelucrări prin deformare plastică
IDS	Informare documentară pentru sudori
IDPP	Informare documentară pentru prelucrări la rece
IDCC	Informare documentară pentru calitate și control
IDMK	Informare documentară pentru prognoză și marketing
IDAR	Informare documentară pentru automatizare, robotizare
IDRC	Informare documentară privind reducerea consumurilor de materiale și energie

Simbolul	Denumirea seriei
	SINTEZE DOCUMENTARE privind **nivelul tehnic pe plan mondial** în industria construcțiilor de mașini
SID	Noutăți în diverse domenii
	REALIZĂRI ALE UNITĂȚILOR MICM
CO, CTN, CMA, CA, PTN, SE, CSSM, RSM, CES, CTO, CT	**Cataloage de fișe tehnice** de produse, tehnologii și mecanizări, automatizări autoutilări, SDV-uri Realizări deosebite, omologări standarde etc. Realizări în sudare Echipamente de sudare Produse tipizate, descrieri de **tehnologii**
	DOCUMENTE NORMATIVE
BI	**Buletinul intern MICM**
NT	Normative tehnice
LPCM, R	Liste de prețuri în construcția de mașini, reduse
ITC	Indicatoare tarifare de calificare
NPM	Normative și ghid de protecția muncii în construcția de mașini
	MATERIALE DOCUMENTARE **în ajutorul proiectării și al producției**
	CERCETĂRI COMPLEXE DE INFORMARE ȘTIINȚIFICĂ ȘI TEHNICĂ
CCIST-R și P	Cercetări retrospective și continui
SIDCM-A și B	Sistemul de informare documentară automatizat, pentru articole de revistă și brevete

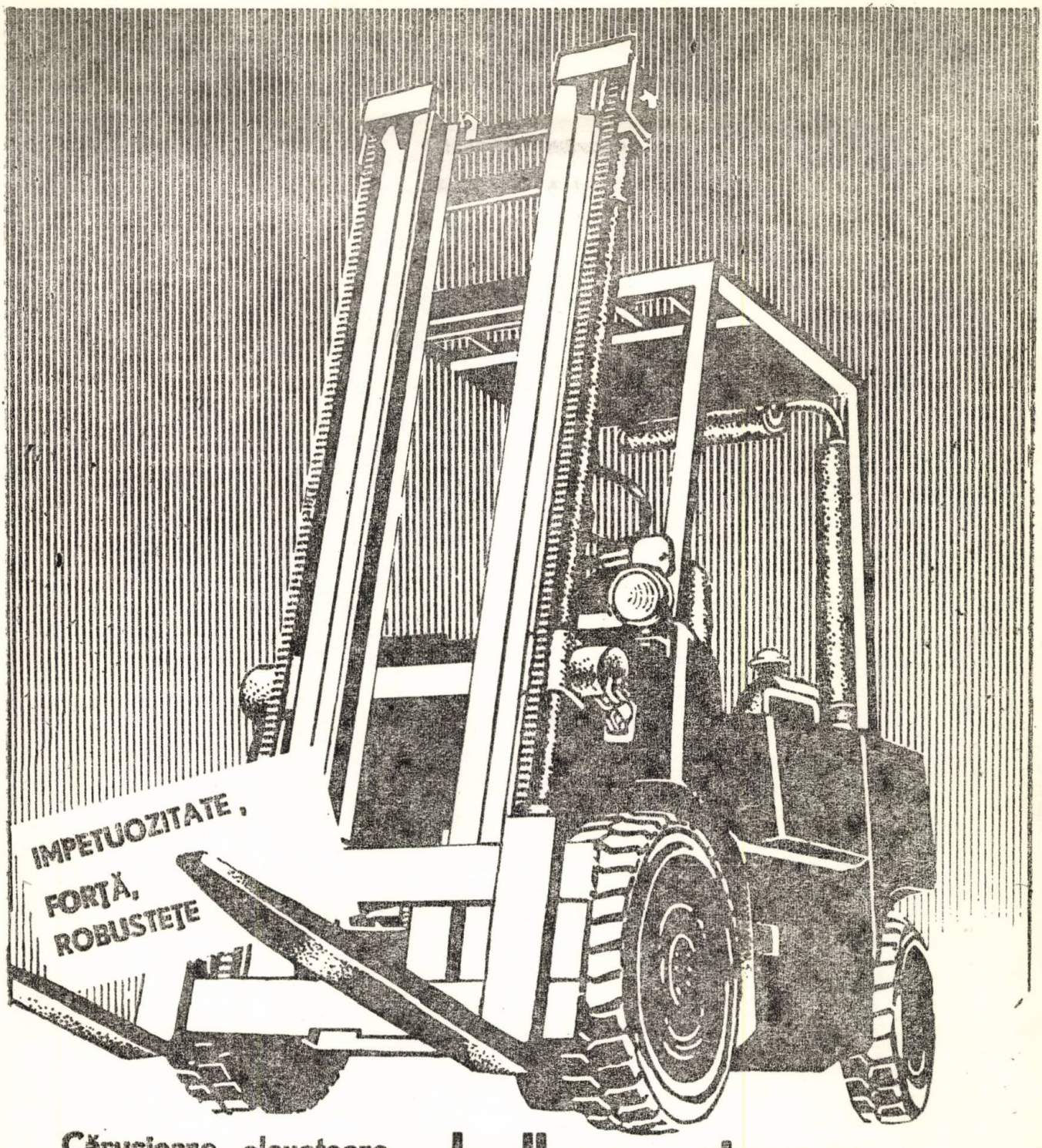
Condiții de prezentare a manuscriselor pentru revista „Construcția de mașini"

1. Textul unui articol împreună cu desenele să nu depășească 15 pag. convenționale, de 2000 semne.
2. **Dactilografierea** se execută la 2 rînduri în pag. de 2000 semne, pe hîrtie albă, pe o singură față a filei. Pagina va avea o margine albă de 3 cm lățime în stînga. Formulele se scriu foarte clar, cu semnele matematice și literele conform STAS, suficient de mari, cu tuș.
3. **Desenele** se execută în tuș pe calc, la dimensiunile între formatele A6 și A4. Dacă sînt figuri-foto, acestea nu trebuie să depășească formatul A4 și să fie foarte clare cu efectele de contrast foarte pronunțate.
4. **Toate figurile și tabelele** care însoțesc articolul trebuie menționate în text. Figurile trebuie să aibe titluri și legende și să fie însoțite de un borderou de figuri dactilografiat pe o pagină separată de textul articolului. Nu se va scrie pe nici o figură titlul și legenda ; legătura se face prin numărul lor conform borderoului separat într-un plic adecvat prezentate. În tipografie diferitele elemente ale materialului (text, borderou de figuri, bibliografii, tabele) se prelucrează în secții diferite, de aceea ele trebuie prezentate pe foi separate.
5. Tabelele trebuie dactilografiate pe foi separate de text (în text li se va indica doar locul ca și pentru figuri), deoarece au alt regim tipografic.
6. **Bibliografia** trebuie dactilografiată tot pe o pagină separată de text și prezentată conform STAS nr. 6158-60 și anume : **Cărți**: numele autorului, inițiala prenumelui autorului, titlul cărții (dacă este o lucrare străină se va da titlul în original, eventual traducerea în lb. română), numărul ediției în cifre arabe, numărul volumului în cifre romane, locul publicării, pagina la care se trimite sau prima și ultima pagină a fragmentului. **Periodice :** numele autorului, inițiala prenumelui autorului, titlul articolului (dacă este o lucrare străină se va da titlul în original, eventual cu traducerea în lb. română), titlul periodicului precedat de cuvîntul „In", numărul volumului sau anul de apariție (în cifre arabe) numărul de ordine al numărului de periodic, data numărului, pagina citată sau prima și ultima pagină a fragmentului citat sau a articolului întreg, după cum citează, doar o anumită pagină, fragment, sau un articol în întregime. Cînd lucrarea citată a fost tradusă în lb. română, titlul se scrie în traducere, dar cu mențiunea că lucrarea a fost tradusă și din ce limbă.
7. **Predarea la redacție** a manuscrisului dactilografiat se face în două exemplare, din care un original și o copie. Originalul este însoțit de desenele în tuș pe calc și fotografii cînd este cazul, iar cel de-al doilea exemplar este însoțit de ozalide sau xerocopii ale figurilor în calc sau de al doilea rînd de fotografii, cînd este cazul.
8. Autorul trebuie să **garanteze conținutul științific** al articolului, iar textul prezentat redacției să fie revizuit după dactilografiere, deoarece în timpul fazelor editoriale și tipografice nu îl mai revede, deci nu mai poate interveni în acest text după predarea manuscrisului.
9. Conform regulilor editoriale manuscrisele și figurile — publicate sau nu — nu se mai restituie autorului.
10. Materialele, prezentate conform regulilor de mai sus, se primesc la redacția revistei „Construcția de mașini", la următoarea adresă :

OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI

Redacția revistei „Construcția de mașini" Calea Victoriei 133, Sector 1, clădirea mică, parter, cod 71102 BUCUREȘTI, Oficiul poștal 22, Căsuța poștală 22—125.

11. Orice informație și referință se pot obține la telefoanele : 59.71.35 sau 50.31.30 (direct) și 50.40.90/253 sau 274, redactor șef ing. TEODOSIA OPRESCU, redactor: ȘERBAN TEODORESCU.
12. Materialul va fi însoțit — obligatoriu — de o adeverință semnată de conducerea instituției unde activează autorul, specificînd respectarea legilor în vigoare cu privire la păstrarea secretului.
13. Va fi însoțit și de **rezumatele lucrării** în lb. română, franceză, engleză, rusă și germană.



Cărucioare elevatoare stivuitoare termice

„RECORD — 2"

— mașini de bază pentru construcția de cărucioare termice care satisfac exigențele specifice ale clientului
— viteză de translație optimă
— ansamblu de ridicare cu vizibilitate mare
— posibilitatea de a lucra în construcțiile civile și economia rurală
— posibilitatea de a folosi diferite echipamente detașabile
— peste 7000 de ore de funcționare efectivă înainte de a vă gîndi la o reparație capitală
— capacitate de încărcare — pînă la 4000 kg
— înălțime de ridicare — între 2800 și 4500 mm
— transmisie hidrodinamică

balkancarimpex

CĂRUCIOARELE TERMICE „RECORD" — UN NUMĂR RECORD DE VARIANTE — 91 ! LA ALEGEREA DVS. — PROPULSIE, CAPACITATE DE ÎNCĂRCARE, ÎNĂLȚIME DE RIDICARE, ECHIPAMENTE SPECIFICE

balkancar

Uniunea economică BALKANCAR
Bulgaria, 1618 Sofia, Bd. „Deveti septemvri" 126

Societatea comercială BALKANCARIMPEX
Bulgaria, 1040 Sofia, Bd. „Kliment Ohridski" 18

URSZÁGOS MUSZAKI INFORMÁCIÓS HÖZPONTÉS KÖNYVTÁR 1883

INFORMELECTRO

ИНФОРМ ЭЛЕКТРО

vă invită să vizitaţi, **EXPOZIŢIA-TÎRG** pentru produse informaţionale şi program — **„INTELPRO — '89" (INTELECT — INFORMAŢIE — PRODUCŢIE),** în cadrul căreia sînt prezentate :

— sisteme informaţionale şi program, orientate spre PEVM ;

— sisteme de expertiză — diagnosticare şi baze de cunoştinţe ;

— sisteme pentru modularea informaţională a obiectelor tehnicii ;

— sisteme pentru analiza statistică în bazele de date documentare şi factografice ;

— interface intelectuale pentru SAPR ;

— sisteme de susţinere euristică a soluţiilor constructive ;

— ... şi alte produse informaţionale şi program care se folosesc în construcţia de maşini.

Dacă sînteţi interesaţi în privinţa realizărilor noastre **în domeniul tehnologiei informaţionale, al bazelor de date al produselor program** etc. şi doriţi să obţineţi informaţii asupra acestor probleme, vă invităm să vizitaţi această expoziţie, care va avea loc în oraşul Moscova, în pavilionul **ELECTROTEHNICA** din Expoziţia Realizărilor Economiei Naţionale (EREN), în perioada **20 iunie — 20 august 1989.**

Costul participării pentru exponenţii străini este de 300 de ruble pentru fiecare exponat sau echivalentul în valută internaţională.

OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI — OID—ICM
71102 Calea Victoriei Nr. 133, București, sector 1
Telefon 50.31.30 Căsuța poștală 22-125

DESPRE PROGRESUL TEHNIC ÎN CONSTRUCȚIA DE MAȘINI DIN ȚARĂ ȘI STRĂINĂTATE VĂ PUTEȚI INFORMA PRIN :

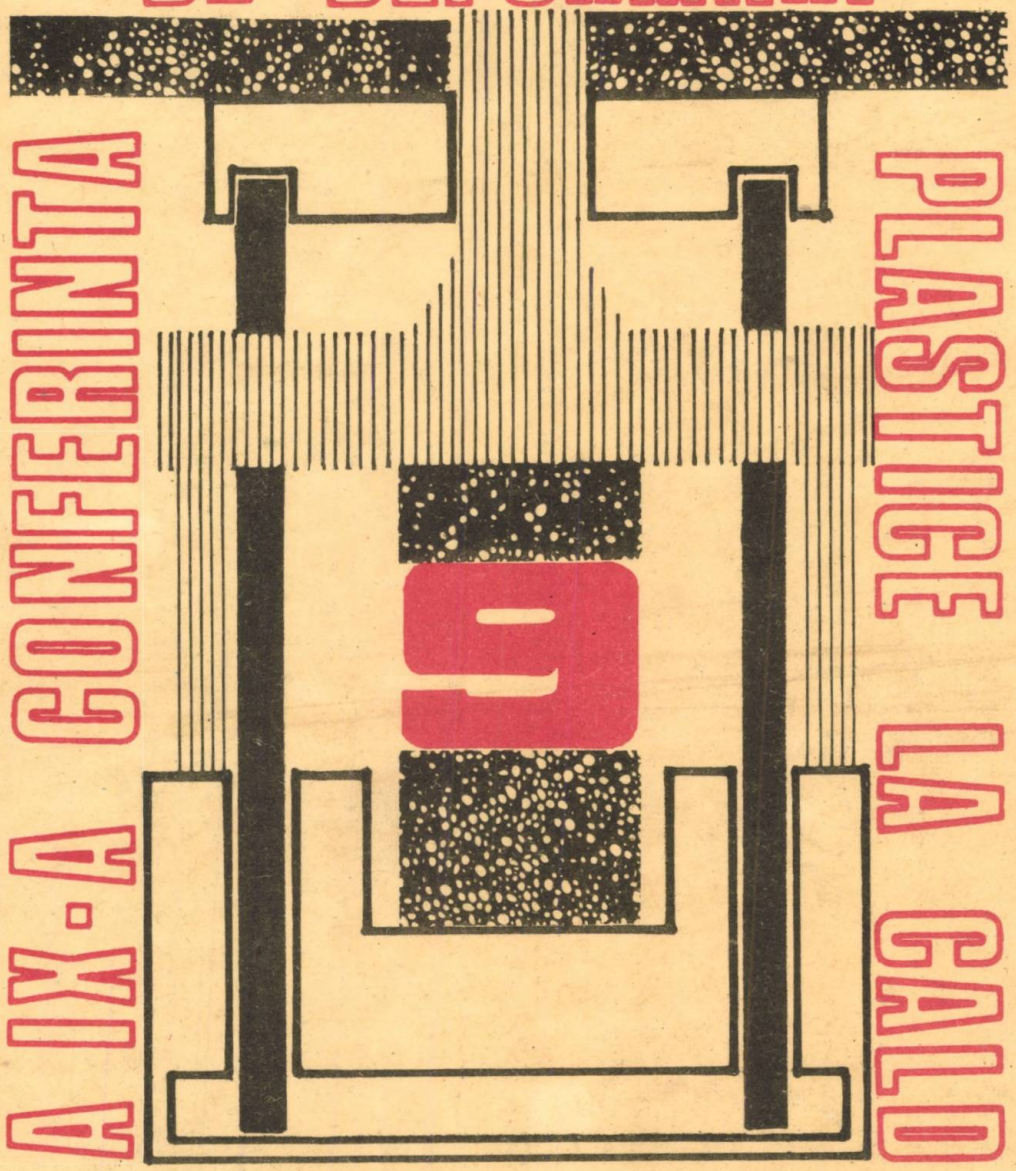
- PUBLICAȚIILE OID—ICM
- DOCUMENTAREA CU CALCULATORUL (SISTEMUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ ÎN CONSTRUCȚIA DE MAȘINI, SID—CM)

1990 JAN 24

E3279

REFERÁLVA

A IX-A CONFERINTA DE DEFORMARI PLASTICE LA CALD



IASI NOV '88

GSE

R 1989 -10- 19

6

CONSTRUCTIA DE MASINI

BUCUREŞTI ■ XXXXI ■ IUNIE ■ 1989

Institutul de Cercetare Ştiinţifică, Inginerie Tehnologică şi Proiectare pentru Sectoare Calde şi Metalurgie
Şos. Olteniţei 105 — 79670 Bucureşti
Tel. 34.34.45 ; 34.20.45

Institutul, dispunînd de specialişti cu înaltă calificare, laboratoare modern utilate, poate asigura, pe bază de contract, elaborarea lucrărilor de cercetare-proiectare în domeniile :

A. Turnătorie

- tehnologii de turnare convenţionale şi neconvenţionale pentru turnarea fontei, oţelului şi aliajelor neferoase;
- proiectare de utilaje, instalaţii, linii tehnologice şi obiective de investiţii (ateliere, secţii, întreprinderi) ;
- materiale auxiliare pentru turnătorii

B. Deformări plastice la cald

- tehnologii de forjare, matriţare, extrudare ;
- proiecte de utilaje, linii tehnologice şi de secţii, inclusiv instalaţii de încălzire aferente ;

C. Tratamente termice şi termochimice

- tehnologii convenţionale şi neconvenţionale (în vid, în flux de electroni, cu plasmă) ;
- proiecte de instalaţii, de ateliere şi secţii de tratamente termice.

În afară de tehnologii şi proiecte, institutul poate executa în laboratoare, staţiile pilot şi secţia de prototipuri :

- turnarea, forjarea, matriţarea şi tratamentul termic sau termochimic al unor piese de serie mică pe bază de comandă de la întreprinderi ;
- echipamente şi instalaţii de tratamente termice şi termochimice ca :
  - — generatoare de atmosferă controlată tip endogaz ENDOROM 20 E; 40 E; 60 E
  - — instalaţii de producere a atmosferei controlate din lichide organice şi azot : IPALO-2 ; IPN-25 ; IPA-2
  - — instalaţii de purificare gaze : IPN-2 ; IPN-25 ; IPA-2
  - — aparatură de control şi reglare a parametrilor
  - — analizoare de tip APR
  - — instalaţii de tratamente termice în strat fluidizat
  - — instalaţii de tratamente în vid
  - — instalaţii de nitrurare ionică.

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
EDITOR: OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
ANUL XXXXI, 6, iunie 1989

MŰSZAKI INFORMÁCIÓS KÖNYVTÁR

CUPRINS

Utilaje pentru deformare plastică

BEJAN, M., MOLDOVAN, V.: **Elemente de calcul al batiurilor de tip cadru, utilizate în construcția preselor hidraulice de mare tonaj** 275

MOLDOVAN, V., BEJAN, M.: **Aspecte privind calculul deformațiilor elastice ale batiurilor preselor hidraulice** 281

MOCIRAN, M., MOLDOVAN, V.: **Considerații privind optimizarea sistemelor de acționare ale preselor hidraulice cu șurub** 287

CRISTESCU, C., BONEA, I.: **Considerații asupra realizării cadențelor mari de lucru, la presele hidraulice pe emulsie** 291

RĂDULESCU, M., SABO, A.: **Acționare hidraulică pentru laminor radial-axial pentru inele ∅ 1700** 296

MASTICI, G., POPESCU, MARINELA, PĂTRUICĂ, I.: **Soluții constructive noi în proiectarea aparatelor hidraulice din centrala hidropneumatică** 301

MĂLĂESCU, D., CIOTLĂUȘ, I., VASIU, R., KOVACS, V.: **Mecanizare complexă a liniei tehnologice cu presă oleohidraulică de matrițare** 306

PÂSLARU, O.: **Prese hidraulice pentru matrițare** 309

MASTICI, G., POPESCU, MARINELA, GEAMBAȘU, O.: **Amortizor de șocuri hidraulice cu piston** 312

MUREȘAN, E., RUSU, L.: **Ciocan pneumatic de batere pene** 316

PATAKI, I., KOVACS, ST.: **Dispozitiv de rotire și presare** 318

NAGY, E., DRAGOSTE, A.: **Cric hidraulic de 4000 tf** 319

Recenzii

POPA, A.: **„Carte frumoasă..."** 320

Revista apare sub îndrumarea
Consiliului științific al Institutului Central pentru Construcții de Mașini

Redactor șef: ing. Teodosia Oprescu
Redactor: Șerban Teodorescu
Coordonator: ing. Armand Vasiliu

SUMARE

CZ : 539.4 : 621 : :539.319

Bejan, M., Moldovan, V.: **Elemente de calcul al batiurilor de tip cadru, utilizate în construcţia preselor hidraulice de mare tonaj**

Lucrarea prezintă unele elemente de calcul de rezistenţă al batiurilor formate din cadre asamblate din etriere sau plăci cave. Asamblarea cadrelor se realizează prin pretensionare, cu ajutorul unor grinzi, garnituri şi tiranţi. Relaţiile deduse permit verificarea rezistenţei componentelor batiurilor de acest tip, în funcţie de adoptarea unor ipoteze de calcul. Se propune o relaţie orientativă pentru stabilirea forţei de prestrîngere, subliniindu-se influenţa racordărilor optime în reducerea concentratorilor de tensiune.

Construcţia de maşini, 41 (1989), nr. 6, 6 fig., 1 tab., 4 ref. bibl.

CZ : 539.374

Moldovan, V., Bejan, M.: **Aspecte privind calculul deformaţiilor elastice ale batiurilor preselor hidraulice**

În realizarea operaţiilor de deformare plastică (forjare liberă, matriţare, extrudare, ambutisare etc.) batiurile preselor hidraulice suferă anumite deformaţii. Lucrarea prezintă unele aspecte privind calculul deplasărilor elastice ale batiurilor preselor hidraulice, metodica propusă dînd posibilitatea determinării acestora în diferitele variante de solicitare (avînd şi un caracter de generalitate).

Construcţia de maşini, 41 (1989), nr. 6, 3 tab., 1 fig., 6 ref. bibl.

CZ : 621.979.82

Mociran, M., Moldovan, V.: **Consideraţii privind optimizarea sistemelor de acţionare ale preselor cu şurub hidraulice**

Lucrarea prezintă calcule de optimizare a acţionării preselor cu şurub, funcţie de consumul energetic al motoarelor de antrenare ale pompelor, pentru variante de prese cu motoare hidraulice liniare sau rotative, cu acumulator sau alimentare directă de la pompă.

Construcţia de maşini, 41 (1989), nr. 6, 1 fig., 1 tab., 6 ref. bibl.

CZ : 621.979.82

Cristescu, C., Bonea, I.: **Consideraţii asupra realizării cadenţelor mari de lucru la presele hidraulice pe emulsie**

După cîteva aspecte legate de realizarea cadenţelor mari de lucru, la presele hidraulice de forjare liberă pe emulsie, se prezintă elemente de calcul pentru determinarea ventilului de evacuare al distribuitorului principal, în timpul forjării de finisare, în funcţie de cadenţa şi cursa totală de lucru a preselor. Pentru alegerea corectă a pompei de ulei şi a servovalvei, trebuie determinat debitul de ulei necesar în servocomandă, în funcţie de cadenţa de lucru maximă, de diagrama de lucru a distribuitorului principal şi de mecanismul de comandă al acestuia.

Construcţia de maşini, 41 (1989), nr. 6, 3 fig., 1 tab.

CZ : 621—82 : 621.944

Rădulescu, M., Sabo, A.: **Acţionare hidraulică pentru laminor radial-axial pentru inele ∅ 1700 mm**

Lucrarea prezintă acţionarea hidraulică a cilindrilor de lucru ai unui laminor radial-axial pentru inele de max. ∅ 1700 mm. Sînt prezentate soluţii de acţionare cu ajutorul elementelor hidraulice proporţionale şi al traductorilor electronici de presiune.

Construcţia de maşini, 41 (1989), nr. 6, 5 fig., 2 tab.

CZ : 681.12

Mastici, G., Popescu, Marinela, Pătruică, I.: **Soluţii constructive noi în proiectarea aparatelor hidraulice din centrala hidropneumatică**

Lucrarea prezintă soluţii noi ale unor aparate hidraulice care intră în componenţa centralelor hidropneumatice pentru acţionarea utilajelor de presare. Au fost considerate soluţii constructive noi acelea care conduc la efecte economice ca :

— asigurarea unui grad de fiabilitate corespunzător ;

— reducerea timpului necesar întreţinerii ;

— creşterea intervalului între două reparaţii ;

— asigurarea continuităţii alimentării cu emulsie a utilajelor.

Construcţia de maşini, 41 (1989), nr. 6, 6 fig.

CZ : 338.062.214 : 621.979.82

Mălăescu, D., Ciotlăuş, I., Vasiu, R., Kovacs, V.: **Mecanizare complexă a liniei tehnologice cu presă oleo-hidraulică de matriţare**

La producţia de serie mare, pentru creşterea productivităţii muncii, este necesară introducerea mecanizării complexe. În prezenta lucrare s-au tratat mecanizările :

— mecanizare linie tehnologică de matriţare a pistoanelor ;

— mecanizare linie tehnologică de matriţare racorduri.

Aceste mecanizări complexe asigură transferul automat al semifabricatelor în cadrul liniei tehnologice, fiind comandate de un automat programabil A.P.

Construcţia de maşini, 41 (1989), nr. 6, 3 fig.

CZ : 621.979—82

Păslaru, O.: **Prese hidraulice pentru matriţare**

În articol se face o prezentare a preselor hidraulice de matriţare şi anume aspectul general, componenţa şi alcătuirea preselor, caracteristici generale, probleme de proiectare şi execuţie, nivel de performanţe, domenii de utilizare.

Construcţia de maşini, 41 (1989), nr. 6, 3 fig.

CZ : 621—752.3

Mastici, G., Popescu, Marinela, Geambaşu, O.: **Amortizor de şocuri hidraulice cu piston**

Una din metodele de evitare a loviturilor de berbec este utilizarea amortizoarelor de şocuri hidraulice cu piston. Acestea se montează în cadrul circuitelor hidraulice, cît mai aproape posibil de sursa care generează şocuri hidraulice. În principiu, amortizorul hidraulic cu piston este compus dintr-o cameră în care există o pernă de aer şi o cameră în care intră emulsie sub presiune. Cele două camere sînt solidarizate între ele cu tiranţi. Între cele două camere, ca element de separare, este prevăzut un piston tip plunger care este ghidat la partea superioară în camera de aer, iar în partea inferioară în camera de emulsie. Principiul de lucru se bazează pe proprietatea aerului comprimat de-a înmagazina energia şocurilor hidraulice.

Construcţia de maşini, 41 (1989), nr. 6, 4 fig., 3 ref. bibl.

CZ : 621.97 : 621.73

Mureşan, E., Rusu, L.: **Ciocan pneumatic de batere pene**

Lucrarea prezintă un ciocan pneumatic mobil pentru baterea şi dezbaterea penelor, la ciocanele de forjare liberă şi matriţoare, operaţie care pînă în prezent se făcea manual cu berbeci suspendaţi. Ciocanul poate funcţiona în regim de lovituri izolate sau lovituri repetate.

Construcţia de maşini, 41 (1989), nr. 6, 2 fig., 4 ref. bibl.

CONTENTS

DC : 539.4 : 621 : :539.319

Bejan, M., Moldovan, V. : **Elements for the calculation of frame bodies, used for the production of hydraulic presses of high tonnage**

The paper presents some elements for the calculation of body resistance made of assembled frames of collars or plates. The assembling of frames is performed by pretensioning, by means of beams, fittings and tie pieces. The obtained relations allow the resistance check up of this type of body components, acording to the adopted calculation hypothesis. An orientative relation is offered with the view of determining the force of pretightening, underlining the influence of optimum connections upon the reducing of stress concentrators.

Construcția de mașini, 41 (1989), nr. 6, 6 figs., 1 tab., 4 bibl. paps

---

DC : 539.374

Moldovan, V., Bejan, M. : **Aspects regarding the calculation of distortions in hydraulic presses bodies**

In the performance of the plastic deformation operations (hammer forging, die forging, extrusion, cupping, a.s.o.) the hydraulic press bodies undergo certain distortions. The paper presents a few aspects regardng the calculation of elastic displacements of the hydraulic press bodies, the proposed methods offering the possibility of detrmining these displacements for varous duty variants (having also a general character).

Construcția de mașini, 41 (1989), nr. 6, 3 tabs., 1 fig., 6 bibl. paps

---

DC : 621.979.82

Mociran, M., Moldovan, V. : **Considerations regarding the optimizing of the driving systems belonging to the hydraulic worm presses**

The paper presents the calculatons for optimizing the driving systems of the hydraulic worm presses, depending on the energy consumption of the pump driving engines for variants of presses with linear and rotative hydraulic motors, with accumulator or pump feeding.

Construcția de mașini, 41 (1989), nr. 6, 1 fig., 1 tab., 6 bibl. paps.

DC : 621.979.82

Cristescu, C., Bonea, I. : **Considerations regarding the achievement of high working rates with the emulsion hydraulic presses**

After presenting a few aspects regarding the achievement of high working rates with emulsion hammer forging hydraulic presses, the calculation elements are underlined for the determination of the main distributor outlet valve, during finisching forging, depending on the press working cadence and stroke. In order to make a correct choice of the oil pump and of the servovalve, the oil flow necessary in the servo-control must be determined, depending on the maximum working stroke, on the working graph of the main distributor and on its working mechanism.

Construcția de mașini, 41 (1989), nr. 6, 3 figs., 1 tabs.

DC : 621—82 : :621.944

Rădulescu, M., Szabo, A. : **Hydraulic driving for radial-axial rolling mill for rings — ∅ 1700 mm**

The paper presents the hydraulic driving of the working rollers of a radial-axial rolling mill for rings of max. ∅ 1700 mm. Solutions for driving by means of proportional hydraulic elements and of electronic transducers are presented.

Construcția de mașini, 41 (1989), nr. 6, 5 figs., 2 tabs.

DC : 681.12

Mastici, G., Popescu, Marinela, Pătruică, I. : **New constructive solutions in designing hydraulic apparata for hydro-pneumatic units**

The paper presents, new solutions for hydraulic apparata pertaining to hydro-pneumatic units for driving press equipments. New constructive solutions have been considered those ones that lead to such economic effects as :

— ensurance of a good reliability rate ;
— decreasing of the necessary maintenance period ;
— increasing of the interval between two repairs;
— ensurance of a continuous emulsion feeding of the equipment.

Construcția de mașini, 41 (1989), nr. 6, 6 figs.

DC : 338.062.214 : 621.979.82

Mălăescu, D., Ciotlăuș, I., Vasiu, R., Kovacs, V. : **The complex mechanization of the technological line with the oleo-hydraulic forming press**

It is necessary to introduce a complex mechanization in the case of large series production, in order to increase labour productivity. The present paper is concerned with :

— technological line mechanization for piston forming ;
— technological line mechanization for socket forming.

These complex mechanizations ensure the automatic transfer of semi-products within the techological line, being controlled by a programmable automatic device P.A.

Construcția de mașini, 41 (1989), nr. 6, 3 figs.

DC : 621.979—82

Pâslaru, O. : **Hydraulic forming presses**

The article presents hydraulic forming presses, in particular their general aspect, their components and the structure of the latter, general characteristics, design and execution issues, performance level, utility ranges.

Construcția de mașini, 41 (1989), nr. 6, 3 figs.

DC : 621—752.3

Mastici, G., Popescu, Marinela, Geambașu, O. : **Piston-provided-hydraulic shock absorber**

One way of avoiding hidraulic hammer impacts is to use piston-provided hydraulic shock absorbers. These shockabsorbers are assembled among the hydraulic circuits. Basically the piston-provided hydraulic shock-absorber consists of one chamber in which there is an air-cushion and a second chamber wherein an emulsion in introduced under pressure. The two chambers are interlocked by means of tie-pieces. Between the two chambers, as a means of separation a ram-type piston is provided, leading to the air-chamber at its upper part, and at its lower part to the emulsion chamber. The functioning principle is based on the property of compressed air of storing the energy of hydraulic shocks.

Construcția de mașini, 41 (1989), nr. 6, 4 figs., 3 bibl. paps.

DC : 621.97 : 621.73

Mureșan, E., Rusu, L. : **Shimming pneumatic hammer**

The paper presents a mobile pneumatic hammer for shimming and withdrawal of shims, in the case of free-forging and drop hammers. This operation has so far been done with suspended rams. The hammer may apply isolated or repeated blows.

Construcția de mașini, 41 (1989), nr. 6, 2 figs., 4 bibl. paps.

SOMMAIRES

CD : 539.4 : 621 : :539.319

Bejan, M., Moldovan, V. : **Eléments de calcul des bâtis cadre, utilisés dans la construction des presses hydrauliques de grand tonnage**

L'article présente des éléments de calcul de la résistence des bâtis formés par des cadres assamblés d'étriers ou de plaques caves. L'assemblage des cadres se réalise par précontrainte, à l'aide de poutres, de garnitures et de tirants. Les relations déduites permettent la vérification de la résistance des composants des bâtis de ce type, fonction de l'adoption d'une certaine hypothèse de calcul. On y propose une relation orientative pour l'établissement de la force de presserrage, en soulignant l'influence des raccordements optimes dans la réduction des concentrateurs de tensions.

Construcţia de maşini, 41 (1989), no. 6, 6 fig., 1 tab., 4 réf. bibl.

CD : 539.374

Moldovan, V., Bejan, M. : **Aspects concernant le calcul des déformations des bâtis des presses hidrauliques**

Pendant la réalisation des opérations de déformation plastique (forgeage libre, moulage, extrusion, emboutissage, etc.), les bâtis des presses hidrauliques supportent certaines déformations. L'article présente des aspects concernant le calcul des déplacements élastiques des bâtis des presses hydrauliques, la méthode proposée donnant la possibilité de les déterminer en différentes variantes de solicitation (ayant aussi un caractère de généralité).

Construcţia de maşini, 41 (1989), no. 6, 3 tab., 1 fig., 6 réf. bibl.

CD : 621.979.82

Mociran, M., Moldovan, V. : **Considérations sur l'optimisation des systèmes d'actionnement des presses hydrauliques à vis**

L'article présente des calculs d'optimisation de l'actionnement des presses à vis en fonction de la consommation d'énergie des moteurs entraînant les pompes pour des variantes des presses hydrauliques à moteurs linéairs ou rotatifs, avec accumulateur, ou alimentation directe de la pompe.

Construcţia de maşini, 41 (1989), no. 6, 1 fig., 1 tab., 6 réf. bibl.

CD : 621.979.82

Cristescu, C., Bonea, I. : **Considérations sur la réalisation des grandes cadences de travail des presses hydrauliques à émulsion**

Après quelques aspects liés aux grandes cadences de travail, on présente, pour les presses hydrauliques de forgeage libre à émulsion, des éléments de calcul pour la détermination de la soupape d'échappement du distributeur principal pendant le forgeage d'affinement, en fonction de la cadence et de la course totale de travail des presses. Pour le choix correct de la pompe à huile et de la servo-soupape, il faut déterminer le débit d'huile nécessaire dans la servo-commande en fonction de la plus grande cadence de travail, de la diagramme de travail du distributeur principal et de son mécanisme de travail.

Construcţia de maşini, 41 (1989), no. 6, 3 fig., 1 tab.

CD : 621—82 : :621.944

Rădulescu, M., Sabo, A. : **Commande hydraulique pour laminoir radial — axial pour anneaux de Ø 1700 mm**

L'article présente la commande hydraulique des cylindres de travail d'un laminoir radial-axial pour anneaux de Ø 1700 mm. On présente des solutions de commande à l'aide d'éléments hydrauliques proportionnels et de traducteurs électroniques de pression.

Construcţia de maşini, 41 (1989), no. 6, 5 fig., 2 tab.

CD : 681.12

Mastici, G., Popescu, Marinela, Pătruică, I. : **De nouvelles solutions constructive dans la projection des appareils hydrauliques de la centrale hydropneumatique**

L'article présente de nouvelles solutions pour les appareils hydrauliques faisant partie des centrales hydropnéumatiques pour la commande des outillages de pressage. On a considéré comme étant nouvelles les solutions qui conduisent à des effets économiques comme :

— l'assurance d'un degré de fiabilité adequat ;
— la reduction du temps requis par l'entretien ;
— l'accroissement de l'intervale entre deux réparations ;
— l'assurance de la continuité de l'alimentation avec èmulsion des outillages.

Construcţia de maşini, 41 (1989), no. 6, 6 fig.

CD : 338.062.214 : 621.979.82

Mălăescu, D., Ciotlăuş, I., Vasiu, R., Kovacs, V. : **La mécanisation complexe de la ligne téchnologique avec la presse oléo-hydraulique de matricage**

Pour assurer l'augmentation de la productivité du travail dans la production de grande série il est nécessaire d'introduire la mécanisation complexe. L'article présente la mécanisation de la ligne technologique de matriçage des pistons et des raccords. Ces mécanisations complexes assûrent le transfert automatique des billettes dans la ligne technologique, étant commandées par un automat programmable A.P

Construcţia de maşini, 41 (1989), no. 6, 3 fig.

CD : 621.979—82

Pâslaru, O. : **Presses hydrauliques pour matriçage**

L'article présente les presses hydrauliques de matriçage, notament : aspect général, constituants des presses, caractéristiques générales, problèmes de de projectipn et d'exécution, niveau des performances et domaines d'utilisation.

Construcţia de maşini, 41 (1989), no. 6, 3 fig.

CD : 621—752.3

Mastici, G., Popescu, Marinela, Geambaşu, O. : **Amortisseur de chocs hydrauliques à piston**

L'utilisation des amortisseurs de chocs hydrauliques à piston est une des méthodes pour éviter les coups de bélier. On monte ces appareils dans les circuits hydrauliques, le plus près possible de la source génératrice de chocs hydrauliques. En principe, l'amortisseur hydraulique à piston se compose d'une chambre avec tampon pnéumatique et d'une autre chambre où entre l'émulsion sous pression. Les deux chambres sont solidarisées par des tirants. Entre les deux chambres, pour les séparer, il y a un piston plongeur guidé dans sa partie supérieure dans la chambre à air comprimé et dans celle inférièure dans la chambre à émulsion. Le principe de fonctionnement est basé sur la propriété de l'air comprime d'enmagasiner l'énergie des chocs hydrauliques.

Construcţia de maşini, 41 (1989), no. 6, 4 fig., 3 réf. bibl.

CD : 621.97 : 621.73

Mureşan, F., Rusu, L. : **Marteau pneumatique pour enfoncer les clavettes**

L'article présente un marteau pneumatique mobile pour enfoncer et anlever les clavettes, des marteaux de forgeage libre et de matriçage, opération qu'on faisait jusqu'à present manuellement, avec des béliers suspendus. Le marteau peut fonctionner dans un régime de coups isolés ou répétés.

Construcţia de maşini, 41 (1989), no. 6, 2 fig., 4 réf. bibl.

INHALTSVERZEICHNIS

DK : 539.4 : 621 : :539.319

Bejan, M., Moldovan, V.: **Eingesetzte Berechnungselemente für Rahmengestelle beim Bau von schweren Hydraulikpressen**

In der Arbeit werden einige Elemente zur Festigkeitsberechnung für die Hydraulikpressengestellen dargestellt, welche aus von Bügeln oder Hohlplatten gebildeten Rahmen gebaut sind. Der Zusammenbau der Rahmen erfolgt durch Vorspannung, mittels Balken, Belägen und Zugstangen. Die gefolgerten Beziehungen erlauben die Festigkeitsüberprüfung der Gestellbauteile, in Abhängigkeit von der Anwendung einiger Berechungsannahmen. Es wird eine orientative Beziehung zur Festlegung der Vorspannungskraft vorgeschlagen, wobei der Einfluss der optimalen Verbindungen bei der Herabsetzung von Spannungskonzentrationen unterstrichen wird.

Construcţia de maşini, 41 (1989), Nr. 6, 6 Bild, 1 Taf., 4 Lit.

DK : 539.374

Moldovan, V., Bejan, M.: **Einige Aspekte betreffend die Berechnung der Verformungen an Hydraulikpressenständer**

Die Hydraulikpressenständer erleiden bestimmte Verformungen während den zähen Verformungsvorgängen (Freischieden, Gesenkschmieden, Strangpressen, Pressenziehen u.a.). Die Arbeit stellt dar einige Aspekte hinsichtlich der Berechnung der elastischen Bewegungen der Hydraulikpressentänder. wobei die vorgeschlagene Verfahrensweise die Möglichkeit gibt, diese Bewegungen in verschiedenen Belastungsvarianten zu bestimmen (wobei sie auch einen Verallgemeinerungscharakter haben).

Construcţia de maşini, 41 (1989), Nr. 6, 3 Taf., 1 Bild., 6 Lit.

DK : 621.979.82

Mociran, M., Moldovan, V.: **Betrachtungen betreffend Antriebssysteme der hydraulischen Schraubenpressen**

Die Arbeit stellt vor Berechnungen zur Antriebsoptimierung an den Schraubenpressen, in Abhängigkeit vom Energieverbrauch der Pumpenantriebsmotoren für Pressenvarianten mit Liniar — oder Rotationsmotoren, mit Akkumulator oder Direktspeisung von der Pumpe.

Construcţia de maşini, 41 (1989), Nr. 6, 1 Bild., 1 Taf., 6 Lit.

DK : 621.979.82

Cristescu, C., Bonea, I.: **Betrachtungen über die Erzielung hoher Arbeitstakte bei den Emulsionshydraulikpressen**

Nach Darlegung einiger Aspekte betreffend die Erzielung hoher Arbeitstakte bei den Emulsionshydraulikpressen zum Freischmieden, werden Berechnungselemente dargestellt, zur Bestimmung des Auslaufventils des Hauptverteilers während des Endbearbeitungsschmiedens, in Abhähngigkeit vom Arbeitstakt und Gesamtarbeitshub der Pressen. Für die funktiongerechte Wahl der Ölpumpe und des Stellventils muss die notwendige Öldurchflussmenge in der Stellsteuerung in Abhängigkeit vom maximalen Arbeitstakt, vom Arbeitsdiagramm des Hauptverteilers und dessen Gewerks bestimmt werden.

Construcţia de maşini, 41 (1989), Nr. 6, 3 Bild., 1 Taf.

DK : 621—82 : :621.944

Rădulescu, M., Sabo, A.: **Hydraulikantrieb für ein Radial-Axialwalzwerk zum Walzen von Ringen mit einem Durchmesser von 1700 mm**

In der Arbeit wird der hydraulische Antrieb der Arbeitswalzen eines Radial-Axialwalzwerkes zum Walzen von Ringen mit max. 1700 mm Durchmesser dargestellt. Es werden Antriebslösungen mit Hilfe der hydraulischen Proportionalelemente und der elektronischen Druckgeber vorgestellt.

Construcţia de maşini, 41 (1989), Nr. 6, 5 Bild., 2 Taf.

DK : 681.12

Mastici, G., Popescu, Marinela, Pătruică, I.: **Neue Baulösungen bei der Konstruktion der hydraulischen Geräte aus der hydropneumatischen Zentraleinheit**

In der Arbeit werden neue Entwicklungen der hydraulischen Geräte, welche zur hydro-pneumatischen Zentraleinheit zum Antrieb der Pressenausrüstungen gehören, vorgestellt. Es wurden Neuentwicklungen jene betrachtet, die zu wirtschaftlichen Auswirkungen führen wie :

— Sicherung eines entsprechenden Zuverlässigkeitsgrades
— Minderung der Wartungszeit
— Verlängerung des Zeitraumes zwischen zwei Reparaturen
— Sicherung einer kontinuierlichen Zuführung der Emulsion

Construcţia de maşini, 41 (1989), Nr. 6, 6 Bild.

DK : 338.062.214 : 621.979.82

Mălăescu, D., Ciotlăuş, I., Vasiu, R., Kovacs, V.: **Komplexe Mechanisierung einer Gesenkschmiedestrasse mit ölhydraulischer Schmiedepresse**

Bei der Grosserienfertigung ist es notwending eine komplexe Mechanisierung der Gesenkschmiedestrasse einzuführen, um die Arbeitsleistung zu steigern. In vorliegender Arbeit wurden folgende Mechanisierungen behandelt :

— Mechanisierung der Fertigungsstrasse zum Gesenkschmieden von Kolben ;
— Mechanisierung der Fertigungsstrasse zum Gesenkschmieden von Verbindungsteilen

Diese komplexen Mechanisierungen sichern einen automatischen Transport der Halbzeuge in der Anlage, wobei die Steureung durch einen programmierbaren AP — Automaten erfolgt.

Construcţia de maşini, 41 (1989), Nr. 6, 3 Bild.

DK : 621.979—82

Pâslaru, O.: **Hydraulische Gesenkschmiedepressen**

In der Arbeit erfolgt eine Vorsttellung der hydraulischen Gesenkschmiedepressen, und zwar Gesamtaussehen, Aufbau, Zusammenstellung, Charakteristiken. Probleme der Projektierung und Fertigung, Parameterniveau, Einsatzgebiete.

Construcţia de maşini, 41 (1989), Nr. 6, 3 Bild.

DK : 621—752.3

Mastici, G., Popescu, Marinela, Geambaşu, O.: **Kolbendämpfer zum Dämpfen hydraulischer Stösse**

Eine von den Methoden zum Vermeiden von Druckstössen ist der Einsatz der von Druckstosskolbendämpfer. Diese werden in den Hydraulikkreislauf eingeschaltet, womöglich in nüchster Nähe der Druckstossquelle. Im Prinzip ist der Druckstosskolbendämpfer aus einer Kammer mit Luftkissen und eine Kammer mit Emulsion unter Druck gebaut. Diekammern sind durch Zugstangen verbunden. Als Trennelement zwischen den beiden Kammern ist ein Tauchkolben vorgesehen, welcher mit dem oberen Teil in die Luftkammer und mit dem unteren Teil in die Emmulsionskammer geführt wird. Das Arbeitsprinzip basiert auf die Eigenschaft der Druckluft, die Energie der Druckstösse zu speichern.

Construcţia de maşini, 41 (1989), Nr. 6, 4 Bild., 3 Lit.

DK : 621.97 : 621.73

Mureşan, E., Rusu, L.: **Pressluftkeilhammer**

Die Arbeit stellt einen beweglichen Pressluftkeilhammer zum Einschlagen und Ausschlagen der Keile an den Freischmiedeund Gesenkschmiedehämmer vor. Diese Arbeit wurde biesher von Hand mit Hilfe von aufgehängten Schlagwerken vorgenommen. Der Pressluftkeihammer kann mit Einzelschlägen oder Folgeschlägen arbeiten.

Construcţia de maşini, 41 (1989), Nr. 6, 2 Bild., 4 Lit.

СОДЕРЖАНИЕ

ДК : 539.4 : 621 : 539.319

Бежан М., Молдован В. : *Элементы расчета станин типа рамы, используемых в конструкции крупногабаритных гидравлических прессов*

Работа содержит некоторые элементы расчета прочности станин составленных из рам, собранных из хомутов или пустотельных плит. Сборка рам осуществляется путем предвартельного натяжения при помощи балок, прокладок и тяговых штанг. Полученные соотношения позволяют проверить прочность составных частей станин такого рода в зависимости от принятия определенных расчетных предположений. Предлагается приблизительное соотношение для определения силы предварительного натяга подчеркивая влияние оптимальных присоединений на уменьшение концентраторов напряжений.

Construcţia de maşini, 41 (1989),
н. 6, 6 рис., 1 табл., 4 лит.

ДК : 539.374

Молдован В., Бежан М. : *Некоторые аспекты расчета деформации станин гидравлических прессов*

В процессе пластической обработки (свободная ковка, штамповка, экструзия, выдавливание и т.д.) станины гидравлических прессов подвергаются определенным деформациям. В работе приведены некоторые аспекты расчета эластических смещений станин гидравлических прессов ; предлагаемая методика дает возможность их определения в различных варнантах нагрузки (имея также общий характер).

Construcţia de maşini, 41 (1989),
н. 6, 3 табл., 1 рис., 6 лит.

ДК : 621.979.82

Мочиран М., Молдован В. : *Соображения по оптимизации систем привода гидравлических винтовых прессов*

В работе приведены расчеты оптимизации привода винтовых прессов в завизимости от расхода электроэнергии приводных двигателей насосов для вариантов прессов с линейными или ротационными гидравлическими двигателями, с аккумулятором или непосредственным питанием от насоса.

Construcţia de maşini, 41 (1989),
н. 6, 1 рис., 1 табл., 6 лит.

ДК : 621.979.82

Кристеску К., Боня И. : *Соображения по достижению больших тактов работы на гидравлических прессах, работающих на эмульсии*

После некоторых аспектов достижения больших тактов работы на гидравлических прессах свободной ковки, работающих на эмульсии, приводятся элементы расчета для определения выпускного вентиля главного распределителя при чистовой ковке в зависимости от такта и общего рабочего хода прессов. Для правильного выбора маслянного насоса и сервоклапана надо определить необходимый расход масла в сервоуправлении в зависимости от максимального рабочего такта, диаграммы рабты главного распределителя и его механизма работы.

Construcţia de maşini, 41 (1989),
н. 6, 3 рис., 1 табл.

ДК : 621—82 : 621.944

Рэдулеску М., Сабо А. : *Гидравлический привод радиально-осевого прокатного стана для колец ∅ 1700 мм*

В работе описывается гидравлический привод рабочих валков радиально-осевого прокатного стана для колец макс. ∅ 1700 мм. Приведены некоторые решения по приводам при помощи пропорциональных гидравлических элементов и электронных датчиков (реле) давления.

Construcţia de maşini, 41 (1989),
н. 6, 5 рис., 2 табл.

ДК : 681.12

Мастич Г., Попеску Маринела, Пэтруйкэ И. : *Новые конструктивные решения при проектировании гидроприборов гидропневматической станции*

В работе представлены новые решения некоторых гидроприборов, входящих в состав гидропневматических станций для провода прессового оборудования. Считались новыми конструктивными решения, те решения, которые приводят к получению экономических эффектов как например :

— обеспечение соответствующей надежности ;
— сокращение времени, необходимого для ухода за оборудованием ;
— увеличение срока между двумя ремонтами ;
— обеспечение непрерывной подачи эмульсии на оборудование.

Construcţia de maşini, 41 (1989),
н. 6, 6 рис.

ДК : 338.062.214 ; 621.979.82

Мэлэеску Д., Чиотлэуш И., Васиу Р., Ковач В. : *Комплексная механизация технологической линии масляно-гидравлическим штамповочным прессом*

При крупносерийном производстве, для повышения производительности труда, необходимо внедрение комплексной механизации. В настоящей работе рассмотрены следующие типы механизации :

— механизация технологической линии для штамповки поршней ;
— механизация технологической линии для штамповки патрубков.

Эти комплексные механизации обеспечивают автоматическую подачу заготовок на технологическую линию с управлением от программируемого командоаппарата.

Construcţia de maşini, 41 (1989),
н. 6, 3 рис.

ДК : 621.979—82

Пыслару О. : *Штамповочные гидравлические прессы*

В работе описываются штамповочные гидравлические прессы, а именно : их общий вид, состав прессов, общие характеристики, вопросы проектирования и изготовления, уровень параметров, области применения.

Construcţia de maşini, 41 (1989),
н. 6, 3 рис.

CZ : 621.753 : 681

Pataki, I., Kovacs, St. : **Dispozitiv de rotire şi presare**

Dispozitivul are rolul de a roti nicovala superioară a preselor hidraulice, luînd parte activă în procesul de presare. Dtspozitivul se ataşează traversei mobile a preselor acţionarea lui făcîndu-se pneumatic. Acest gen de rotire (a nicovalei superioare) uşurează forjarea semifabricatelor agabaritice şi grele.

Construcţia de maşini, 41 (1989), nr. 6, 1 fig.

CZ : 621.866

Nagy, E., Dragoste, A. : **Cric hidraulic de 4000 tf**

Cricul este destinat efectuării probelor statice şi dinamice la maxipresa de 4000 tf. Cricul se compune dintr-un cilindru cu plunjer şi o instalaţie de acţionare hidraulică. Caracteristici : forţa nominală 4000 tf, presiunea de lucru 460 bar, dimensiuni de gabarit ∅ 1500×1000

Construcţia de maşini, 41 (1989), nr. 6, 1 fig.

DC : 621.753 : 681

Pataki, I., Kovacs, St. : **Rotation and pressing device**

The device rotates the upper anvil of hydraulic presess, playing an active part in the pressing process. The device is attached to the mobile cross-bar of a press, it is pneumatically driven. This type of rotation (of the upper anvil) facilitates the forging of certain half-finisched productes, namely the out of standard gauge and heavy type.

Construcţia de maşini, 41 (1989), nr. 6, 1 fig.

DC : 621.866

Nagy, E., Dragoste, A. : **400 tf hydraulic jack**

The jack is used for static and dynamic tests in the case of 4000 tf maxi-presses. The jack consists of a ram cylinder and a hydarulic driving installation. Characteristic features : Nominal force 4000 tf, Operating pressure 460 bar, Overall dimensions : ∅ 1500 × 1000.

Construcţia de maşini, 41 (1989), nr. 6, 1 fig.

CD : 621.753 : 681

Pataki, I., Kovacs, St. : **Dispositif de rotation et de serrage**

Le dispositif tourne l'enclume supérieure des presses hydrauliques en participant activement au procèssus de serrage. On attache le dispositif à la traverse mobile des presses, sa mise en marche se faisant pnéumatiquement. Ce genre de rotation (de l'enclume supérièure) facilite le forgeage des billettes agabaritiques et lourdes.

Construcţia de maşini, 41 (1989), no. 6, 1 fig.

CD : 621.866

Nagy, F., Dragoste, A. : **Vérin hydraulique de 4000 tf**

Le vérin est destiné à l'exécution des essais statiques et dinamiques de la maxipresse de 4.000 tf. Le vérin est formé d'un cylindre à plongeur et et d'une installation d'actionnement hydrauliques. Caractéristiques : force nominale 4.000 tf ; pression de travail 460 bar ; dimensions de gabarit ∅ 1500× 1000 mm.

Construcţia de maşini, 41 (1989), no. 6, 1 fig.

DK : 621.753 : 681

Pataki, I., Kovacs, St. : **Dreh — und Presseinrichtung**

Die Dreh — und Presseinrichtung dient zum Drehen des oberen Ambosses an den Hydraulikpressen, wobei sie aktiv an den Pressvorgang teilnimmt. Diese Einrichtung wird an den beweglichen Pressenbalken angebaut und pneumatisch angetrieben. Diese Drehart des oberen Ambosses erleichtert das Schmieden vom Rohlingen mit grossen Gewichten und Abmessungen.

Construcţia de maşini, 41 (1989), Nr. 6, 1 Bild.

DK : 621.866

Nagy, E., Dragoste, A. : **4000 kp — Hydraulikheber**

Dieser Hydraulikheber ist bestimmt zur Durchführung von statischen und dynamischen Proben an der 4000 kp — Maxipresse. Er besteht aus einem Zylinder mit Druckkolben und einer hydraulischen Antriebsanlage. Charakteristiken : Nennkraft 4000 kp Arbeitsdruck 460 bar, Abmessungen ∅ 15000 × 1000.

Construcţia de maşini, 41 (1989), Nr. 6, 1 Bild.

ДК : 621—752.3

Мастич Г., Попеску Маринела, Джамбашу О. : *Поршневой амортизатор гидравлических ударов*

Одним из методов исключеня ударов бабы является использование поршневых амортизаторов гидравлических ударов. Они монтируются в гидравлических цепях (контурах) как можно ближе к источнику гидравлических ударов. В принципе поршневой гидравлический амортизатор состоит из камеры, внутри которой имеется воздушная подушка и из камеру, в которую подается эмульсия под давлением. Обе камеры соединяются между собой при помощи тяговых штанг. Между камерами, как разделяющий элемент предусмотрен поршень плунжерного типа, направленный на верхней части в сторону воздушной камеры, а в нижней части в сторону камеры для эмульсии. Принцип работы основывается на свойство сжатого воздуха скопления энергии гидравлических ударов.

Construcţia de maşini, 41 (1989),
н. 6, 4 рис., 3 лит.

ДК : 621.97 : 621.73

Мурешан Ф., Русу Л. : *Пневматический молот для забивки клинов*

В работе описывается подвижной пневматический молот для забивки и выбивки клинов молотов для свободной ковки и штамповки. До сих пор эта операция осуществлялась вручную при помощи подвесных баб. Данные молот может работать в режиме отдельных (самостоятельных) или повторных ударов.

Construcţia de maşini, 41 (1989),
н. 6, 2 рис., 4 лит.

ДК : 621.753 : 681

Патаки И., Ковач Шт. : *Приспособление для поворота и прессовки*

Данное приспособление используется для поворота верхней наковальни гидравлических прессов принимая активное участие в процессе прессовки. Приспособление монтируется на верхней балке прессов ; его привод — пневматический. Этот тип поворота (верхней наковальни) облегчает ковку тяжелых и агабаритных заготовок.

Construcţia de maşini, 41 (1989),
н. 6, 1 рис.

ДК : 621.866

Нагь Е., Драгосте А. : *Гидравлический домкрат 4000 тс*

Домкрат предназначен для проведения статических и динамических испытаний на прессе в 4000 тс. Данный домкрат состоит из цилиндра с плунжером и установки для гидропривода. Характеристики : номинальное усилие 4000 тс, рабочее давление 460 бар, габаритные размеры ∅ 1500 × 1000.

Construcţia de maşini, 41 (1989),
н. 6, 1 рис.

Condiții de prezentare a manuscriselor pentru revista „Construcția de mașini"

1. Textul unui articol împreună cu desenele să nu depășească 15 pag. convenționale, de 2000 semne.
2. **Dactilografierea** se execută la 2 rînduri în pag. de 2000 semne, pe hîrtie albă, pe o singură față a filei. Pagina va avea o margine albă de 3 cm lățime, în stînga. Formulele se scriu foarte clar, cu semnele matematice și literele conform STAS, suficient de mari, cu tuș.
3. **Desenele** se execută în tuș pe calc, la dimensiunile între formatele A6 și A4. Dacă sînt figuri-foto, acestea nu trebuie să depășească formatul A4 și să fie foarte clare cu efectele de contrast foarte pronunțate.
4. **Toate figurile și tabelele** care însoțesc articolul trebuie menționate în text. Figurile trebuie să aibe titluri și legende și să fie însoțite de un borderou de figuri dactilografiat pe o pagină separată de textul articolului. Nu se va scrie pe nici o figură titlul și legenda ; legătura se face prin numărul lor conform borderoului separat într-un plic adecvat prezentate. În tipografie diferitele elemente ale materialului (text, borderou de figuri, bibliografii, tabele) se prelucrează în secții diferite, de aceea ele trebuie prezentate pe foi separate.
5. **Tabelele** trebuie dactilografiate pe foi separate de text (în text li se va indica doar locul ca și pentru figuri), deoarece au alt regim tipografic.
6. **Bibliografia** trebuie dactilografiată tot pe o pagină separată de text și prezentată conform STAS nr. 6158-60 și anume : **Cărți :** numele autorului, inițiala prenumelui autorului, titlul cărții (dacă este o lucrare străină se va da titlul în original, eventual traducerea în lb. română), numărul ediției în cifre arabe, numărul volumului în cifre romane, locul publicării, pagina la care se trimite sau prima și ultima pagină a fragmentului. **Periodice :** numele autorului, inițiala prenumelui autorului. titlul articolului (dacă este o lucrare străină se va da titlul în original, eventual cu traducerea în lb. română), titlul periodicului precedat de cuvîntul „In", numărul volumului sau anul de apariție (în cifre arabe) numărul de ordine al numărului de periodic, data numărului, pagina citată sau prima și ultima pagină a fragmentului citat sau a articolului întreg, după cum citează, doar o anumită pagină, fragment, sau un articol în întregime. Cînd lucrarea citată a fost tradusă în lb. română, titlul se scrie în traducere, dar cu mențiunea că lucrarea a fost tradusă și din ce limbă.
7. **Predarea la redacție** a mansucrisului dactilografiat se face în două exemplare, din care un original și o copie. Originalul este însoțit de desenele în tuș pe calc și fotografii cînd este cazul, iar cel de-al doilea exemplar este însoțit de ozalide sau xerocopii ale figurilor în calc sau de al doilea rînd de fotografii, cînd este cazul.
8. Autorul trebuie să **garanteze conținutul științific** al articolului, iar textul prezentat redacției să fie revizuit după dactilografiere, deoarece în timpul fazelor editoriale și tipografice nu îl mai revede, deci nu mai poate interveni în acest text după predarea manuscrisului.
9. Conform regulilor editoriale manuscrisele și figurile — publicate sau nu — nu se mai restituie autorului.
10. Materialele, prezentate conform regulilor de mai sus, se primesc la redacția revistei „Construcția de mașini", la următoarea adresă :

OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI

Redacția revistei „Construcția de mașini" Calea Victoriei 133, Sector 1, clădirea mică, parter, cod 71102 BUCUREȘTI, Oficiul poștal 22, Căsuța poștală 22—125.

11. Orice informație și referință se pot obține la telefoanele : 59.71.35 sau 50.31.30 (direct) și 50.40.90/253 sau 274, redactor șef ing. TEODOSIA OPRESCU, redactor : ȘERBAN TEODORESCU.
12. Materialul va fi însoțit — obligatoriu — de o adeverință semnată de conducerea instituției unde activează autorul, specificînd respectarea legilor în vigoare cu privire la păstrarea secretului.
13. Va fi însoțit și de **rezumatele lucrării** în lb. română, franceză, engleză, rusă și germană.

CZ : 539.4 : 621 : :539.319

Elemente de calcul al batiurilor de tip cadru utilizate în construcția preselor hidraulice de mare tonaj

Șef lucr. ing. Mircea **BEJAN**, prof. dr. ing. Virgil **MOLDOVAN** — Institutul Politehnic Cluj-Napoca

Cu toate că batiurile de presă formate din cadre au fost cunoscute încă din anul 1920 (presa de înaltă presiune de ambutisat de 144 MN a firmei Siempelkamp), s-au impus în mică măsură, motivele invocate la acea dată vizînd greutatea realizării practice a cadrului dintr-o singură placă și neaprofundarea studiilor privind razele optime de racordare ale colțurilor interioare ale cadrelor.

Dintre principalele avantaje ale batiurilor formate din cadre asamblate din etriere sau plăci cave, se menționează : creșterea rezistenței laminatelor în comparație cu piesele mari turnate (utilizate la batiurile tradiționale formate din coloane și traverse), o concentrare mai mică a tensiunilor în locurile periculoase, posibilitatea de a crea batiuri cu dimensiuni mari asamblate din mai multe elemente plane cu o tehnologie de realizare considerabil mai simplă, consum de muncă mai mic și un preț de cost mai redus.

Pe plan mondial, presele hidraulice de 200 MN (1961) și 300 MN ale firmei Cameron, presa hidraulică de matrițat de 650 MN (1976) și cea de 750 MN (1959) produse de NKMZ (U.R.S.S.) — pentru a menționa doar cîteva — au batiurile formate din plăci cave, respectiv asamblate din etriere (în diferite variante constructive). Și în țara noastră există preocupări privind realizarea unei prese hidraulice de mare tonaj, avînd batiul format din plăci asamblate : presa de matrițare multidirecțională de 300—400 MN.

Cadrul presei de 650 MN, schematizat în figura 1, a (dimensiuni de gabarit 6,2×9×29,8 m și masa 3500 t) conține 20 de etriere **1** în formă de „C" (dimensiuni de gabarit 0,32×4×29,8 m

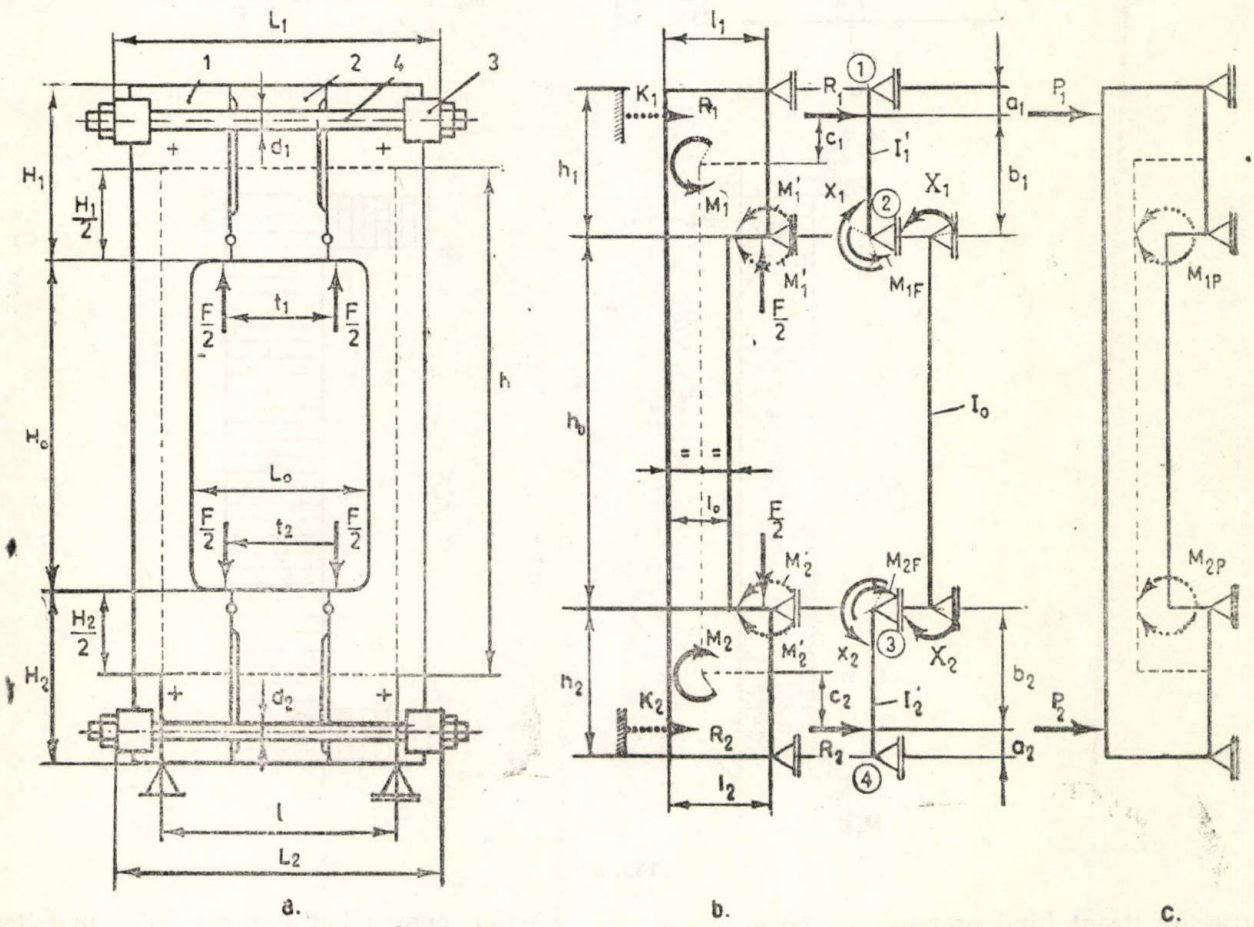


Fig. 1

și masa 160 t), grupate în două pachete de cadru, caracterul de monolit al acestora fiind asigurat cu ajutorul garniturilor 2 (dimensiuni 1,7×4,25×7,5 m și masa de 214 t) și tiranților 4 (fiecare tirant fiind pretensionat termic cu o forță de 85 MN).

Ținînd seama de modul de realizare a batiurilor formate din cadre asamblate din etriere sau plăci cave, calculul acestora se face în funcție de adoptarea unor ipoteze simplificatoare.

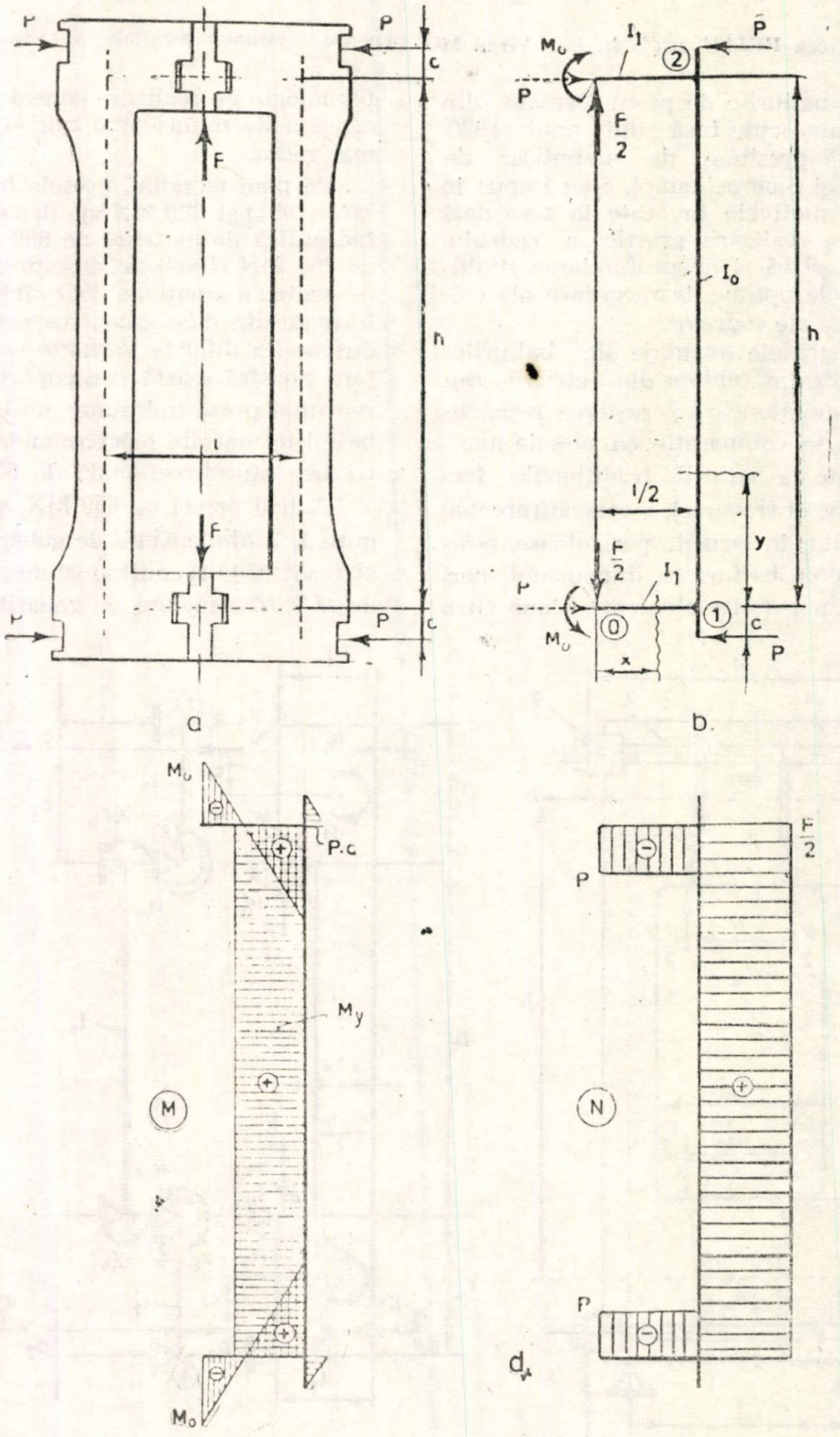


Fig. 2

Astfel, pentru batiul presei de matrițare multidirecțională de 300—400 MN din figura

2, a, o schemă de calcul este formată din axa geometrică a acestuia, figurînd și consolele „c" pe care acționează forța de prestrîngere, P (cunoscută).

Din motive de simetrie, se poate lua în calcul numai o jumătate de cadru (încărcat cu $F/2$ și cu P), introducîndu-se valorile eforturilor necunoscute, M_0 (figura 2, b). Ecuația de deformație necesară ridicării nedeterminării, exprimată cu ajutorul teoremei lui Castigliano, se scrie pentru punctul O : rotirea secțiunii transversale în direcția de acționare a momentului încovoietor static nedeterminat M_0 este nulă :

$$\varphi_{0M_0} = \frac{\partial U_d}{\partial M_0} = \sum \int \frac{M}{EI} \frac{\partial M}{\partial M_0} \mathrm{ds} = 0$$

Neglijînd efectul forțelor axiale și al celor tăietoare în raport cu momentul încovoietor, se întocmește tabelul 1 pentru o încărcare simetrică cu sarcina F.

Rezultă

$$\varphi_0 = \frac{1}{EI_1} \int_0^{\frac{l}{2}} \left(\frac{Fx}{2} + M_0 \right) dx + \frac{1}{EI_0} \int_0^{h} \left(\frac{Fl}{4} + M_0 - Pc \right) dy + \frac{1}{EI_1} \int_0^{\frac{l}{2}} \cdot \left(\frac{Fl}{4} - \frac{Fx}{2} + M_0 \right) dx = 0$$

Tabelul 1

Intervalul cadrului	Expresia momentului încovoietor M	$\frac{\partial M}{\partial M_0}$	ds	Limite de integrare
0—1	$\frac{F}{2} x + M_0$	1	dx	$0 \rightarrow \frac{l}{2}$
1—2	$\frac{F}{2} \frac{l}{2} + M_0 - Pc = M_y$	1	dx	$0 \rightarrow h$
2—3	$\frac{F}{2} \left(\frac{l}{2} - x \right) + M_0$	1	dx	$0 \rightarrow \frac{l}{2}$

Cu notațiile : $\alpha = \frac{h}{l}$ și $k = \frac{I_1}{I_0}$ se obține valoarea necunoscutei static nedeterminate

$$M_0 = -\frac{Fl}{8} \frac{1 + 2\alpha k \left(1 - 4 \frac{Pc}{F} \right)}{1 + \alpha k}$$

În figurile 2, c și d s-a reprezentat grafic variația eforturilor : forțele axiale, N și momentele încovoietoare, M, putîndu-se calcula valorile tensiunilor

— în traverse, cu relația $\sigma = \frac{M}{W}$

— în coloane, cu relația $\sigma = \frac{N}{A} + \frac{M}{W}$

Pentru o reducere însemnată a forței de prestrîngere a tiranților, contactul dintre etrierele **1** și garniturile **2** nu se realizează pe întreaga suprafață ci numai în zonele extreme ale înălțimii garniturilor (fig. 3).

Contactul parțial dintre garnituri și etriere produce batiului o stare deformată deosebită de starea deformată la contactul complet. În figura 4 se observă aceste particularități : față de starea deformată la contactul complet dintre garnituri și etriere (în calitate de element al traversei superioare, figura 4, a), la contactul parțial (numai în zonele extreme ale garniturii, figura 4, b) părțile de capăt ale ertierelor se încovoaie suplimentar în direcție orizontală, ducînd la mărirea încovoierii montanților cadrului [2].

Considerînd — ipotetic — contact parțial între garnituri și etriere, în calculul batiului apar următoarele necunoscute :

— momentele înovoietoare în locurile de trecere de la montați la traverse, datorită rotirii unghiurilor cadrului sub efectul încărcării presei, M_1 și M_2 ;

— momentele încovoietoare datorate încovoierii suplimentare a porțiunilor de capăt a etrierelor, M'_1 și M'_2 ;

— momentele încovoietoare datorate pretensionării tiranților superiori (P_1) și inferiori (P_2), M_{1P} și M_{2P}.

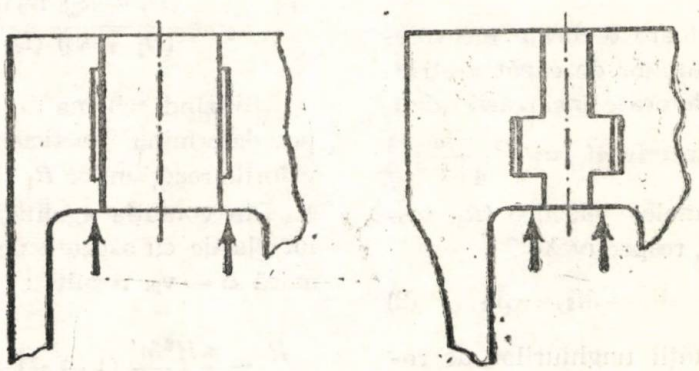
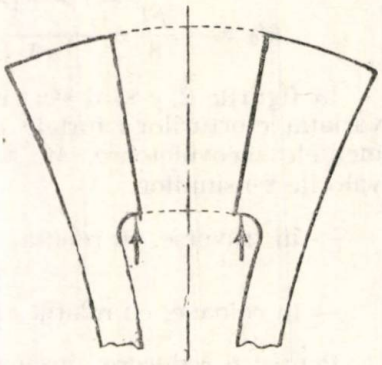
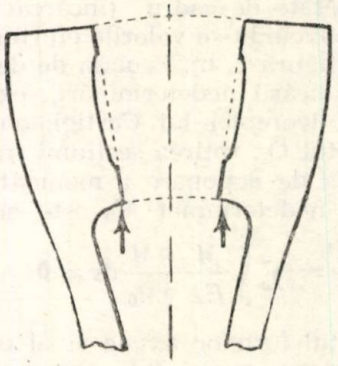


Fig. 3

Schema de calcul al etrierului din stînga este reprezentată în figura 1, b unde reazemele rigide **1**, **2**, **3**, **4** redau contactul etrier-garnitură (la distanțele medii h_1, h_0 și h_2), reazemele elas-



a.



b.

Fig. 4

tice cu constantele elastice K_1 și K_2 imită grinzile 3 și tiranții 4 (apărînd reacțiunile reazemelor R_1 și R_2). Toate mărimile cu indici „1" se referă la partea superioară a pachetului de etriere, cu indici „2" la partea inferioară, iar cu indici zero la montanți.

Pentru schema de încărcare reprezentată în figura 1, a, momentele încovoietoare necunoscute M_1 și M_2 se pot determina utilizînd relațiile din [1], astfel :

$$\begin{cases} M_1 = 0{,}375\,Fl\,\dfrac{(2k_2+3C_2)\cdot B_1 - k_1 B_2}{(2k_1+3C_1)(2k_2+3C_2) - k_1k_2} \\ M_2 = 0{,}375\,Fl\,\dfrac{(2k_1+3C_1)\cdot B_2 - k_2 B_1}{(2k_1+3C_1)(2k_2+3C_2) - k_1k_2} \end{cases} \tag{1}$$

unde :

$$k_1 = \frac{h}{l}\frac{E_1 I_1}{E_0 I_0}; \quad k_2 = \frac{h}{l}\frac{E_2 I_2}{E_0 I_0};$$

$$B_1 = 1 - \left(\frac{t_1}{l}\right)^2; \quad B_2 = 1 - \left(\frac{t_2}{l}\right)^2; \quad C_1 = C_2 = 1$$

Momentele încovoietoare datorate încovoierii suplimentare a porțiunilor de capăt a etrierelor, M'_1 și M'_2 sînt datorate încărcării date $F\left(M_{1F} = \dfrac{L^0 - t_1}{4}F$, respectiv $M_{2F} = \dfrac{L_0 - t_0}{4}F\right)$ și reacțiunilor reazemelor elastice (R_1, respectiv R_2), notate cu X_1, respectiv X_2

$$M'_1 = M_{1F} - X_1; \quad M'_2 = M_{2F} - X_2 \tag{2}$$

Din condițiile egalității unghiurilor de rotire ale capetelor deschiderilor medii și ale fiecăreia din deschiderile extreme în locurile de contact cu acestea, se poate scrie :

$$(\varphi_2)_{1-2} = (\varphi_2)_{2-3} \text{ și } (\varphi_3)_{2-3} = (\varphi_3)_{3-4} \tag{3}$$

sau

$$\begin{cases} \dfrac{M'_1 h_1}{3EI'_1} D_1 = \dfrac{(2X_1 + X_2)\cdot h_0}{6EI_0} \\ \dfrac{M'_2 h_2}{3EI'_2} D^2 = \dfrac{(2X_2 + X_1)\cdot h_0}{6EI_0} \end{cases} \tag{3'}$$

D_1 și D_2 fiind coeficienți care țin seama de influența reazemelor elastice asupra unghiului de rotire al capătului amintit al deschiderilor externe ; I_0, I'_1, I'_2 — momentele de inerție corespunzătoare montantului și deschiderilor superioare și inferioare ale etrierului.

Notînd : $k_3 = \dfrac{h_0}{h_1}\dfrac{I'_1}{I_0}$; $k_4 = \dfrac{h_0}{h_2}\dfrac{I'_2}{I_0}$ și înlocuind valorile (2), din sistemul de ecuații (3') se obțin :

$$\begin{cases} X_1 = \dfrac{D_1(D_2 + k_4)\,M_{1F} - 0{,}5\,D_2 k_3 M_{2F}}{(D_1 + k_3)(D_2 + k_4) - 0{,}25\;k_3 k_4} \\ X_2 = \dfrac{(D_1 + k_3)\;D_2 M_{2F} - 0{,}5\;D_1 k_4 M_{1F}}{(D_1 + k_3)\;(D_2 + k_4) - 0{,}25\;k_3 k_4} \end{cases} \tag{4}$$

Utilizînd schema de calcul din figura 5, se pot determina coeficienții D_1 și D_2 precum și valorile reacțiunilor R_1 și R_2.

Din condiția egalității contracției reazemului elastic cu săgeata de încovoiere a grinzii, adică $\Delta = v_3$, rezultă :

$$\frac{R}{K} = \frac{\alpha H^2 M'}{6EI'}(1 - \alpha^2) - \frac{R\alpha^2\beta^2 H^3}{3EI'} - \frac{k' R\alpha\beta H}{GA}$$

unde ultimul termen indică influența forței tăietoare (R) asupra încovoierii și $k' = \frac{A}{I^2}\int\left(\frac{S_z}{B}\right)^2 dA$ — coeficientul de repartiție care ține seama de faptul că tensiunile tangențiale nu sînt uniform repartizate pe secțiune.

Știind că pentru oțel $E = 2{,}6\ G$ și considerînd secțiunea grinzii dreptunghiulară (lățime, B și înălțime medie l,) $k' = 1{,}2$ [3] și $\frac{I'}{A} = \frac{l'^2}{12}$, cu notația $\frac{l'}{H} = \gamma$, se obține valoarea reacțiunii reazemului elastic :

$$R = \frac{M'(1-\alpha^2)}{b\left(2\alpha\beta + 1{,}56\gamma^2 + \frac{6EI'}{\alpha\beta KH^3}\right)} \qquad (5)$$

Relația (5) poate fi folosită pentru stabilirea orientativă a forței de prestrîngere, urmînd ca după stabilirea definitivă a dimensiunilor presei să se afle valoarea exactă a forței de prestrîngere.

Calculînd unghiul de rotire φ (figura 5), rezultă :

$$\varphi = \frac{M'H}{3EI'} - \frac{Rab(2a+b)}{6HEI'} - \frac{k'Ra}{GAH} = \frac{M'H}{3EI'} \cdot \left[1 - \frac{0{,}5\alpha(1+\alpha)(1-\alpha^2+1{,}56\gamma^2)}{2\alpha\beta + 1{,}56\cdot\gamma^2 + \frac{6EI'}{\alpha\beta KH^3}}\right] \qquad (6)$$

Comparînd relațiile (3') cu (6) rezultă valoarea coeficientului D care ține seama de influența reazemelor elastice :

$$D = 1 - \frac{0{,}5\alpha(1+\alpha)(1-\alpha^2+1{,}56\cdot\gamma^2)}{2\alpha\beta + 1{,}56\gamma^2 + \frac{6EI'}{\alpha\beta KH^3}} \qquad (7)$$

Cu notațiile din figura 1 a și b rezultă

$$\begin{cases} D_1 = 1 - \dfrac{0{,}5\alpha_1(1+\alpha_1)(1-\alpha_1^2+1{,}56\gamma_1^2)}{2\alpha_1\beta_1 + 1{,}56\gamma_1^2 + \dfrac{6EI_1'}{\alpha_1\beta_1 K_1 h_1^3}} \\ D_2 = 1 - \dfrac{0{,}5\alpha_2(1+\alpha_2)(1-\alpha_2^2+1{,}56\gamma_2^2)}{2\alpha_2\beta_2 + 1{,}56\gamma_2^2 + \dfrac{6EI_2'}{\alpha_2\beta_2 K_2 h_1^3}} \end{cases} \qquad (8)$$

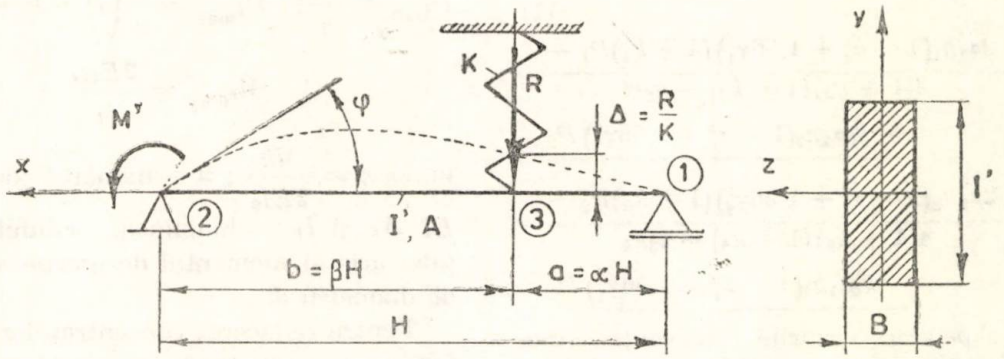


Fig. 5

$$\begin{cases} R_1 = \dfrac{(M_{1F} - X_1)(1-\alpha_1^2)}{b_1\left(2\alpha_1\beta_1 + 1{,}56\gamma_1^2 + \dfrac{6EI_1'}{\alpha_1\beta_1 K_1 h_1^3}\right)} \\ R_2 = \dfrac{(M_{1F} - X_2)(1-\alpha_2^2)}{b_2\left(2\alpha_2\beta_2 + 1{,}56\gamma_2^2 + \dfrac{6EI_2'}{\alpha_2\beta_2 K_2 h_2^3}\right)} \end{cases} \qquad (9)$$

Determinîndu-se valorile X_1 și X_2 (cu relațiile (4) în care se introduc valorile D_1 și D_2 determinîndu-se cu (8)), cu expresiile (9) se calculează R_1 și R_2.

Pentru aflarea momentelor încovoietoare datorate prestrîngerii tiranților M_{1P} și M_{2P} (de sens contrar momentelor M_1, M_2 — relațiile (1) și X_1, X_2 — relațiile (4)) se urmează același raționament — condițiile (3) — schema de calcul fiind reprezentată în figura 1, c.

$$\frac{P_1 a_1 b_1(2a_1 + b_1)}{6h_1 EI_1'} + \frac{P_1 k' a_1}{GAh_1} - \frac{2M_{1P}h_1}{6EI_1'} = \frac{M_{2P} + 2M_{1P}}{6EI_0} h_0$$

$$\frac{P_2 a_2 b_2(2a_2 + b_2)}{6h_2 EI_2'} + \frac{P_2 k' a_2}{GAh_2} - \frac{2M_{2P}h_2}{6EI_2'} = \frac{2M_{2P} + M_{1P}}{6EI_0} h_0$$

iar prin reduceri se obține sistemul de ecuații (10)

$$\begin{cases} 2(1+k_3)\cdot M_{1P}+k_3\cdot M_{2P}= \\ =\alpha_1 h_1(1-\alpha_1^2+1{,}56\gamma_1^2)\,P_1 \\ k_4\cdot M_{1P}+2(1+k_4)\cdot M_{2P}= \\ =\alpha_2 h_2(1-\alpha_2^2+1{,}56\gamma_2^2)\,P_2 \end{cases} \tag{10}$$

Momentele încovoietoare datorate acțiunii strîngerii prealabile a tiranților vor avea expresiile :

$$\begin{cases} M_{1P}=\dfrac{2\alpha_1 h_1(1-\alpha_1^2+1{,}56\gamma_1^2)(1+k_4)P_1-}{4(1+k_3)(1+k_4)-k_3k_4} \\ \qquad\qquad \underline{-k_3\alpha_2 h_2(1-\alpha_2^2+1{,}56\gamma_2^2)\,P_2} \\ M_{2P}=\dfrac{2\alpha_2 h_2(1-\alpha_2^2+1{,}56\gamma_2^2)(1+k_3)P_2-}{4(1+k_3)(1+k_4)-k_3k_4} \\ \qquad\qquad \underline{-k_4\alpha_1 h_1(1-\alpha_1^2+1{,}56\gamma_1^2)\,P_1} \end{cases} \tag{11}$$

Observație : pentru cazurile frecvente cînd batiurile sînt simetrice pe lungime, calculul se simplifică. Astfel, dacă :

$$h_1=h_2=h'\,;\quad b_1=b_2=b\,;\quad a_1=a_2=a\,;$$
$$k_3=k_4=k\,;$$
$$l_1=l_2=l'\,;\quad D_1=D_2=D\,;\quad K_1=K_2=K\,;$$
$$P_1=P_2=P\,;$$

$k \gg D$ etc., ecuațiile (4) și (11) devin :

$$\begin{cases} X_1\cong\dfrac{D(M_{1F}-0{,}5M_{2F})}{0{,}75k}\,; \\ X_2\cong\dfrac{D(M_{2F}-0{,}5M_{1F})}{0{,}75k} \\ M_{1P}=M_{2P}=\dfrac{\alpha h'(1-\alpha^2+1{,}56\gamma^2)\,P}{2+3k}=M_P \end{cases}$$

Deci, în cazul simetriei constructive, pentru verificarea batiului asamblat din etriere se pot utiliza relațiile deduse în scopul determinării eforturilor :

— etriere a) numai datorită prestrîngerii : $M_{\min}=-M_P$

b) cînd acționează și forța nominală :

$$M_{\max}=-M_P+M+X$$

— tiranți (superiori și inferiori)

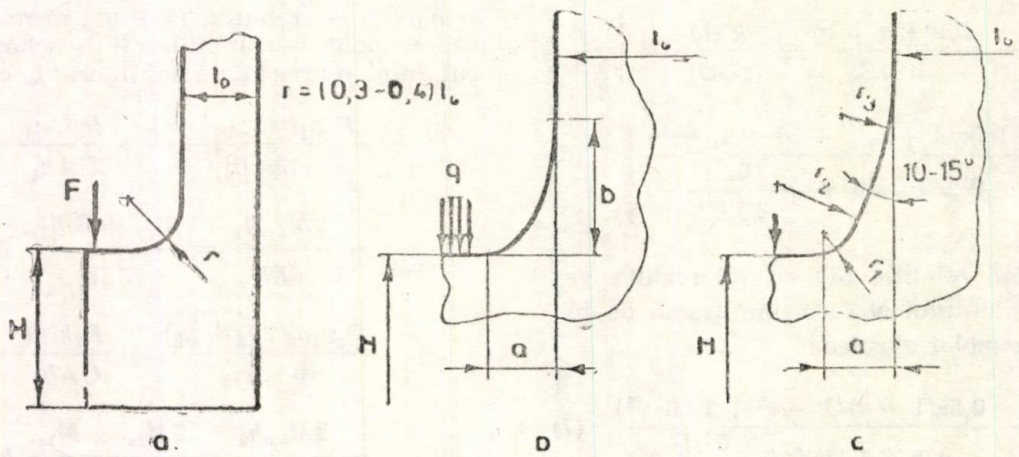
$$P_{t_{\min}}=\frac{P}{n}\,;\quad P_{t_{\max}}=\frac{1}{n}\left(P+R+\frac{2mE_tA_t}{l_t}\varphi\right);$$

$$M_{t_{\max}}=\frac{2E_tI_t}{l_t}\cdot\varphi$$

unde, $\varphi=\dfrac{Mh}{2EI_0}$; n — numărul de tiranți ; l_t, E_t A_t și I_t — lungimea, modulul de elasticitate, aria și momentul de inerție al tirantului de diametru d.

Pentru reducerea concentrațiilor de tensiuni, fapt ce permite creșterea considerabilă a durabilității componentelor preselor, colțurile interioare ale cadrelor se execută cu ajutorul racordurilor curbilinii. Cel mai des se aplică racordarea de îmbinare cu rază constantă. Conform [4] raza optimă de racordare la care tensiunea maximă la conturul racordării are o valoare minimă este (figura 6, a) : $r=(0{,}3\div 0{,}4)\ l_0$.

Utilizarea îmbinărilor cu curbură variabilă este deosebit de eficientă, în cazul subansamblelor analizate ale preselor hidraulice. În figura 6, b se reprezintă o racordare eliptică cu razele a și $b=\sqrt{a\cdot l_0}$; dacă $a=r=0{,}2.l_0$, atunci coeficientul de concentrare a tensiunilor scade de 1,25 ori [4]. Pentru racordarea combinată din figura 6, c, unde $r_1=0{,}08.l_0$; $r_2=$



a D C

Fig. 6

$= 0{,}4.l_0$; $a = 0{,}2.l_0$ și unghiul $\gamma = 10^0$—15^0, coeficentul de concentrare a tensiunilor scade de 1,3 ori.

În concluzie, în lucrare se prezintă o metodă de calcul al batiurilor preselor hidraulice de mare tonaj ținînd seama și de forțele de prestrîngere, stabilindu-se și o relație orientativă pentru (stabilirea) precizarea forței de prestrîngere a subansamblelor componente ale cadrului ; este subliniată influența racordării optime la realizarea componentelor cadrelor din plăci sau etriere pentru reducerea coeficienților de concentrare a tensiunilor.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Moldovan, V., Bejan, M.* : Calculul cadrelor simetrice de tip închis, încărcate simetric. În : Construcția de mașini, nr. 7/1985.

[2] *Budman, M., I., ș.a.* : Ramnîe stanini moșcinîh ghidropressov, sostoiașcie iz skob i osobennosti ih rasceta. In : Kuznecino-štampovocinoe proizodstvo, nr. 5/1973.

[3] *Bejan, M.* : Rezistența materialelor, vol. 1 și 2. Atelierul de multiplicare al Institutului Politehnic, Cluj-Napoca, 1982.

[4] *Vasiliev, V., V.* : Isledovanie procinosti galtelnîh sopriajenii nesușih detalei tiajelîh pressov. In : Kuznecinoștampovocinoe proizvodstvo, nr. 8/1962.

CZ : 539.374

Aspecte privind calculul deformațiilor elastice ale batiurilor preselor hidraulice

Prof. dr. ing. Virgil **MOLDOVAN**, ș.l. ing. Mircea **BEJAN** — Institutul Politehnic Cluj-Napoca

În realizarea operațiilor de deformare plastică (forjare liberă, matrițare, extrudare, ambutisare etc.), batiurile preselor hidraulice se deformează elastic ; stabilirea variantelor constructive ale preselor hidraulice incumbă și determinarea deformațiilor elastice ale batiurilor în diferitele moduri de solicitare. În unele cazuri deformațiile elastice ale batiurilor pot afecta mișcarea organului mobil iar în altele, rigiditatea presei.

Calculul batiurilor prezentînd dificultăți (datorită construcției complicate, a numărului mare de mărimi static nedeterminate, a multitudinii variantelor de acționare), cu ipotezele unanim acceptate [1, 2, 3], în calculul clasic de rezistență, batiurile se schematizează prin sisteme de bare plane (cadre) triplu static nedeterminate.

Pentru calculul deformațiilor elastice punctuale (deplasarea unui punct oarecare al unei structuri, după o anumită direcție), se pot aplica metode energetice, spre exemplu metoda Mohr-Maxwell [4] în forma cea mai generală :

$$\delta = \sum\int \frac{Nn}{EA} ds + \sum\int k \frac{T_t}{GA} ds + \sum\int \frac{M_t m_t}{EI} ds + \sum\int \frac{M_t m_t}{GI_t} ds \qquad (1)$$

unde, N (forță axială), T (forță tăietoare), M_t (moment încovoietor, care poate avea două componente) și M (moment de torsiune) reprezintă eforturile produse de încărcarea exterioară dată, într-o secțiune curentă ; n, t, m_t și m_t sînt eforturile produse de sarcina unitară (forță unitară pentru calculul săgeții sau moment unitar pentru calculul rotirii) în secțiunea și pe direcția deplasării căutate ; EA, GA, EI și GI_t — modulele de rigiditate la diferitele solicitări. La sistemele plane cu forțe în planul lor, torsiunea lipsește.

Deoarece stabilirea relației (1) este independentă de felul sistemului — static determinat sau static nedeterminat, pentru calculul deformațiilor elastice punctuale, δ , ale batiurilor preselor hidraulice se parcurg următoarele etape :

1. se stabilesc funcțiile eforturilor N, T și și M_t în sistemul plan static nedeterminat, trasîndu-se diagramele de eforturi (pe scurt, analiza sistemului) ;

2. în secțiunea și pe direcția deplasării căutate se aplică sarcina unitară, determinîndu-se funcțiile eforturilor n, t și m_t (în cazul utilizării metodelor de integrare grafo-analitice — Veresceaghin, Simpson [5] — se trasează numai diagramele de eforturi) ;

3. se efectuează integralele pe domeniu conform relației (1), interpretîndu-se rezultatul final (atunci cînd deplasarea rezultată din calcul este pozitivă, înseamnă că ea are sensul sarcinii unitare și invers).

Aplicarea directă a relației (1) implică analiza de cel puțin două ori a sistemului static nedeterminat (o dată pentru sarcinile date și a doua oară pentru sacrina unitară). Deoarece la un sistem static nedeterminat, calculul necunoscutelor static nedeterminate X_1, X_2, ... X_n echivalează cu transformarea acestuia într-un sistem static determinat (sistem de bază, echivalent sau fundamental), calculul deplasărilor elastice la sisteme static nedeterminate se poate simplifica substanțial.

După obținerea valorilor necunoscutelor static nedeterminate X_t (de exemplu prin re-

zolvarea ecuațiilor canonice ale metodei eforturilor), eforturile finale în orice secțiune a sistemului se stabilesc prin suprapunerea efectelor. Considerînd încovoierea drept solicitare predominantă (la sistemele plane cu sarcini în planul lor, se pot neglija efectele solicitărilor axiale și tăietoare),

$$M = M^0 + \sum_{i=1}^{n} X_i m_i \qquad (2)$$

Dacă sistemul static nedeterminat se încarcă pe direcția i (unde trebuie calculată deformația) cu o sarcină unitară se obține :

$$m_i = m_i^o + X_1 m_1 + X_2 m_2 + \ldots + X_n m_n \qquad (3)$$

unde m_i^o reprezintă diagrama de momente a sarcinii unitare în sistemul de bază static determinat.

În ipotezele stabilite, expresia deformării este :

$$\delta_i = \sum \int \frac{M \cdot m_i}{EI} dx = \sum \int \frac{M \cdot m_i^o}{EI} dx + X_1 \cdot$$

$$\cdot \int \frac{M \cdot m_1}{EI} dx + X_2 \cdot \int \frac{M \cdot m_2}{EI} dx + \ldots + X_n \cdot$$

$$\cdot \int \frac{M \cdot m_n}{EI} dx$$

Dar,

$$\int \frac{M \cdot m_1}{EI} dx = \delta_1 = 0 ; \int \frac{M \cdot m_2}{EI} dx = \delta_2 =$$

$$= 0 ; \ldots ; \int \frac{M \cdot m_n}{EI} dx = \delta_n = 0,$$

deoarece aceste integrale reprezintă deplasările totale pe direcțiile necunoscutelor X_1, X_2, ... X_n, care sînt egale cu zero (vezi ecuațiile canonice ale metodei eforturilor).

Rezultă că deformația pe direcția i

$$\delta_i = \sum \int \frac{M^o \cdot m_i^o}{EI} dx, \qquad (4)$$

se obține prin analiza numai o singură dată a sistemului static nedeterminat și analiza unui sistem static determinat (sistemul de bază), derivat din sistemul static nedeterminat.

În aplicarea metodelor de integrare grafo-analitice, dacă analiza cu sarcina unitară se face în sistemul static nedeterminat, atunci analiza cu încărcarea dată se poate face în sistemul de bază static determinat :

Observații :

1. deoarece determinarea diagramei M este obligatorie, fiind necesară la dimensionarea sau verificarea sistemului, rezultă că expresia deformării (4) este recomandabilă ;

2. pentru determinarea unei rotiri, în secțiunea respectivă se introduce un cuplu unitar (virtual), expresia deformării păstrînd aceeași formă ;

3. pentru barele sistemului avînd secțiune variabilă, se poate scrie :

$$\delta_i = \sum \int \frac{Mm}{EI(x)} dx = \sum \int \frac{M \cdot \frac{I_o}{I(x)} m}{EI_o} dx =$$

$$= \sum \int \frac{M_{red} \cdot m}{EI_o} dx$$

unde $I(x)$ este momentul de inerție într-o secțiune oarecare, I_0 este momentul de inerție de referință în intervalul dat, $M_{red} = M \frac{I_o}{I(x)}$ momentul redus într-o secțiune curentă.

Calculul deformațiilor punctuale prin integrare directă necesită un volum mare de muncă. Pentru reducerea acestuia și evitarea introducerii erorilor, rezultatele integrării diferitelor diagrame care pot interveni în expresia Mohr-Maxwell au fost calculate și sînt sistematizate în tabelul 3, fiind notate cu m_i ($i = 1 \ldots 12$, tabelul 1) respectiv cu M_j ($j = 1 \ldots 17$, tabelul 2). Integralele au valori numai pe intervalele pe care există ambele diagrame, semnul integralelor fiind pozitiv cînd diagramele sînt de aceeași parte a axei de referință și negativ cînd diagramele sînt pe părți diferite.

Aplicație

Să se stabilească deplasarea totală a punctelor 1—2, respectiv 3—4 pentru cadrul simetric de tip închis, încărcat simetric ca în figura 1. Aplicație pentru presa de 31,5 MN, avînd următoarele valori : $F = 17{,}25$ MN ; $l = 3000$ mm ; $h = 8520$mm ; $I_0 = 2{,}021.10^9$ mm^4 ; $I_1 = 209{,}73.10^9$ mm^4 ; $I_2 = 229{,}63.10^9$ mm^4 ; $h_1 = h/2$.

Rezolvare

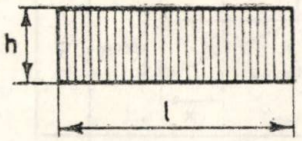
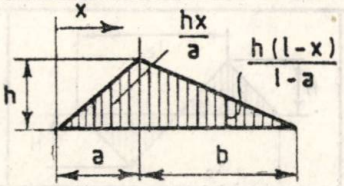
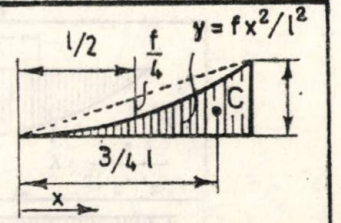
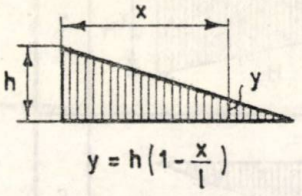
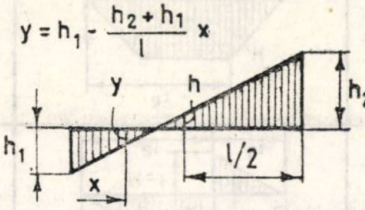
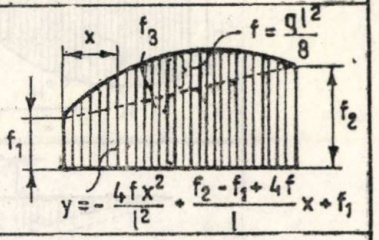
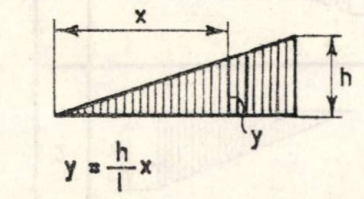
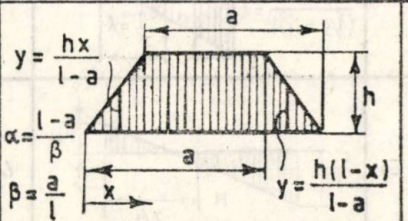
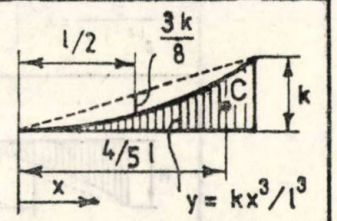
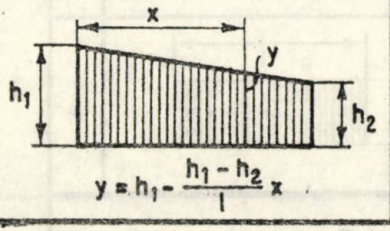
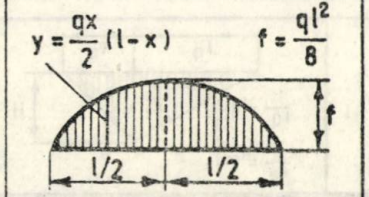
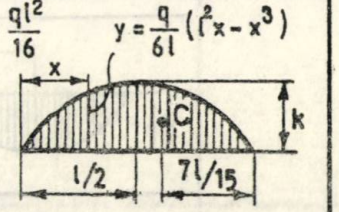
Urmînd metoda propusă, in figura 1, b s-a trasat diagrama M pentru încărcarea dată F. În acest scop, sistemul fiind triplu static nedeterminat, pentru rezolvare se poate folosi o metodă energetică [1, 4] sau relațiile deduse în [6], obținîndu-se :

$$M_0 = -\frac{Fl}{4} \frac{\left(\frac{l}{4} + \frac{I_1}{I_o} \cdot h + \frac{I_1}{I_2} \cdot \frac{l}{4}\right)}{\left(\frac{l}{2} + \frac{I_1}{I_2} \cdot h + \frac{I_1}{I_2} \cdot \frac{l}{2}\right)} ;$$

$$M_1 = M_0 + \frac{Fl}{4}$$

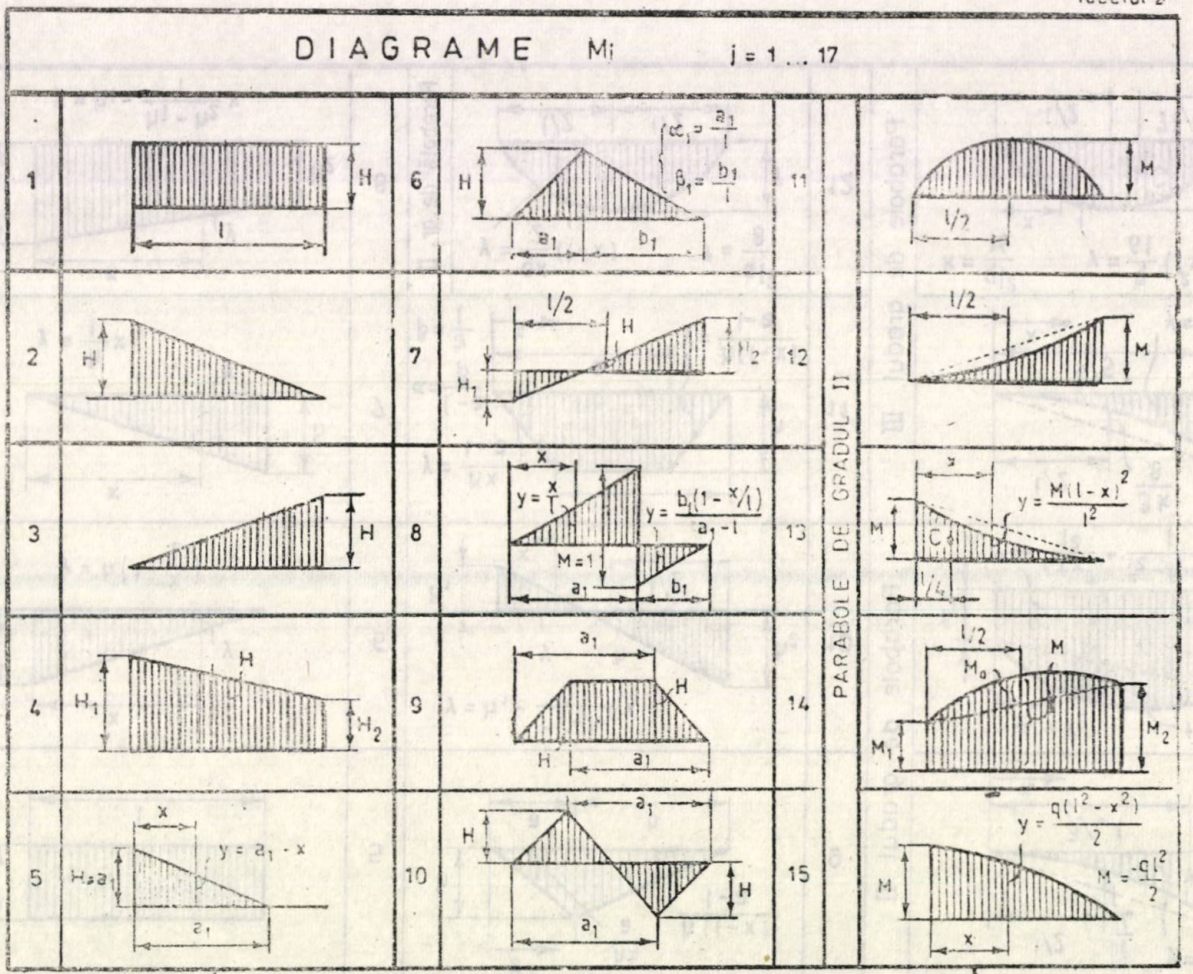
Tabelul 1

DIAGRAME m_i $i = 1 \ldots 12$

1		5		9	Parabole de gradul II 
2		6		10	
3		7		11	Parabole de gradul III 
4		8	Parabolă de gr. II 	12	Parabole de gradul III 

Tabelul 2

DIAGRAME M_j $j = 1 \ldots 17$



Tabelul 3

Diagrama	$\int m_i M_j dx$	Diagrama	$\int m_i M_j dx$	Diagrama	$\int m_i M_j dx$
$m_1 M_1$	Hh_1	$m_2 M_9$	$\frac{Hha_1}{2}$	$m_4 M_6$	$\frac{Hl}{6}\left[h_1(1+\beta_1)+h_2(1+\alpha_1)\right]$
$m_1 M_2$	$\frac{Hhl}{2}$	$m_2 M_{10}$	$\frac{Hha_1}{6}$	$m_4 M_7$	$\frac{l}{6}\left[-H_1(2h_1+h_2)+H_2(h_1+2h_2)\right]$
$m_1 M_3$	$\frac{Hhl}{2}$	$m_2 M_{11}$	$\frac{hlM}{3}$	$m_4 M_8$	$\frac{Ml}{6}\left[h_1\left(1-3\frac{b_1^2}{l^2}\right)-h_2\left(1-3\frac{a_1^2}{l^2}\right)\right]$
$m_1 M_4$	$\frac{hl}{2}(H_1+H_2)$	$m_2 M_{12}$	$\frac{hlM}{12}$	$m_4 M_9$	$\frac{a_1 H}{2}(h_1+h_2)$
$m_1 M_5$	$\frac{Hha}{2}$	$m_2 M_{13}$	$\frac{hlM}{4}$	$m_4 M_{10}$	$\frac{a_1 H}{6}(h_1-h_2)$
$m_1 M_6$	$\frac{Hhl}{2}$	$m_2 M_{14}$	$\frac{hl}{6}(M_1+2M)$	$m_4 M_{11}$	$\frac{lM}{3}(h_1+h_2)$
$m_1 M_7$	$\frac{hl}{2}(H_2-H_1)$	$m_2 M_{15}$	$\frac{5Mhl}{12}$	$m_4 M_{12}$	$\frac{lM}{12}(h_1+3h_2)$
$m_1 M_8$	$\frac{hlM}{2}\left(\frac{2a_1}{l}-1\right)$	$m_2 M_{16}$	$\frac{hKl}{20}$	$m_4 M_{13}$	$\frac{lM}{12}(3h_1+h_2)$
$m_1 M_9$	Hha_1	$m_2 M_{17}$	$\frac{14hlK}{45}$	$m_4 M_{14}$	$\frac{l}{6}\left[h_1(2M_1+2M_0+M_2)+h_2(M_1+2M_2+2M_0)\right]$
$m_1 M_{10}$	0	$m_3 M_4$	$\frac{lh}{6}(H_1+2H_2)$	$m_4 M_{15}$	$\frac{lM}{12}(5h_1+3h_2)$
$m_1 M_{11}$	$\frac{2Mlh}{3}$	$m_3 M_6$	$\frac{hH}{6}(l+a_1)$	$m_4 M_{16}$	$\frac{Kl}{20}(h_1+4h_2)$
$m_1 M_{12}$	$\frac{Mlh}{2}$	$m_3 M_7$	$\frac{hl}{6}(2H_2-H_1)$	$m_4 M_{17}$	$\frac{2Kl}{45}(7h_1+8h_2)$
$m_1 M_{13}$	$\frac{Mlh}{3}$	$m_3 M_8$	$\frac{hMl}{6}\left(\frac{3a_1^2}{l^2}-1\right)$	$m_5 M_5$	pentru $a>a_1$ $\frac{hHa_1^2}{6a}$ pentru $a<a_1$ $\frac{ha^2}{6}\left[3\frac{H}{a}-2\right)+\left(\frac{a_1}{a}-1\right)\left(\frac{H}{a}-1\right)\left(2+\frac{l-a_1}{l-a}\right)\right]$
$m_1 M_{14}$	$\frac{lh}{6}(M_1+M_2+4M)$	$m_3 M_9$	$\frac{Hha_1}{2}$		
$m_1 M_{15}$	$\frac{2hlM}{3}$	$m_3 M_{10}$	$-\frac{Hha_1}{6}$	$m_5 M_9$	$\frac{hl}{6}\left[\left(1+\frac{a}{l}\right)H_2-\left(1+\frac{b}{l}\right)H_1\right]$
$m_1 M_{16}$	$\frac{Khl}{4}$	$m_3 M_{12}$	$\frac{hMl}{4}$	$m_5 M_6$	pentru $a>a_1$ $\frac{lhH}{6}\left[2-\frac{(a-a_1)^2}{ab_1}\right]$ pentru $b>b_1$ $\frac{lhH}{6}\left[2-\frac{(b-b_1)^2}{ba_1}\right]$
$m_1 M_{17}$	$\frac{2Khl}{3}$	$m_3 M_{13}$	$\frac{hMl}{12}$		
$m_2 M_2$	$\frac{hHl}{3}$	$m_3 M_{14}$	$\frac{hl}{6}(2M+M_2)$	$m_5 M_8$	pentru $a>a_1$ $\frac{hM}{6}\left(1+b-3\frac{a_1^2}{a}\right)$ pentru $b>b_1$ $\frac{hM}{6}\left(1+a-3\frac{b_1^2}{b}\right)$
$m_2 M_3$	$\frac{hHl}{6}$	$m_3 M_{15}$	$\frac{lhM}{4}$		
$m_2 M_4$	$\frac{lh}{6}(2H_1+H_2)$	$m_3 M_{16}$	$\frac{hlK}{5}$	$m_5 M_9$	pentru $a>l-a_1$ $\frac{hHl}{6b}\left[3b-\frac{(l-a_1)^2}{a}\right]$ pentru $a<l-a_1$ $\frac{hHl}{6b}\left[3a_1-\frac{a^2}{l-a_1}\right]$
$m_2 M_5$	$\frac{Hha_1}{2}\left(1-\frac{a_1}{3l}\right)$	$m_3 M_{17}$	$\frac{16}{45}Khl$		
$m_2 M_6$	$\frac{Hh}{6}(l+b_1)$	$m_4 M_4$	$\frac{l}{6}\left[H_1(2h_1+h_2)+H_2(h_1+2h_2)\right]$	$m_5 M_{10}$	pentru $a>l-a_1$ $\frac{hH(b-a)}{6}\left[1-\frac{(l-a_1)^2}{ab}\right]$ pentru $a<l-a_1$ $\frac{hHl(2l-a_1)}{6b}\left[1-\frac{a^2}{(l-a_1)(2l-a_1)}\right]$
$m_2 M_7$	$\frac{hl}{6}(H_2-2H_1)$	$m_4 m_4$	$\frac{l}{3}(h_1^2+h_1h_2+h_2^2)$		
$m_2 M_8$	$\frac{Mhl}{6}\left(1-\frac{3b_1^2}{l^2}\right)$	$m_4 M_5$	$\frac{Ha_1}{6}\left[3h_1-\frac{a_1}{l}(h_1-h_2)\right]$	$m_5 M_{11}$	$\frac{hlM}{3}\left[1+\frac{a}{l}\left(1-\frac{a}{l}\right)\right]$

Tabelul 3 continuare

Diagrame	$\int m_i M_j\, dx$	Diagrame	$\int m_i M_j\, dx$	Diagrame	$\int m_i M_j\, dx$
$m_5 M_{12}$	$\frac{hlM}{12}\left[1+\frac{a}{l}\left(1+\frac{a}{l}\right)\right]$	$m_8 M_5$	$\frac{flH}{3}\frac{a_1^2}{l^2}\left(2-\frac{a_1}{l}\right)$	$m_9 M_{13}$	$\frac{Mfl}{30}$
$m_5 M_{13}$	$\frac{hlM}{12}\left[3-\frac{a}{l}\left(3-\frac{a}{l}\right)\right]$	$m_8 M_6$	$\frac{fH}{3l}\left(l^2+a_1 b_1\right)$	$m_9 M_{14}$	$\frac{fl}{60}\left(5M_1+12M_0+15M_2\right)$
$m_5 M_{14}$	$\frac{hM_0}{6}\left[M_1\left(1-2\frac{a}{l}+\frac{a^2}{l^2}\right)+M_2\frac{a^2}{l^2}+2M_0\left(1+\frac{a}{l}+\frac{a^2}{l^2}\right)\right]$	$m_8 M_7$	$\frac{fl}{3}\left(H_2-H_1\right)$	$m_9 M_{15}$	$\frac{2Mfl}{15}$
		$m_8 M_8$	$\frac{flM}{3}\left(6\frac{a_1^2}{l^2}-4\frac{a_1^3}{l^3}-1\right)$	$m_9 M_{16}$	$\frac{Kfl}{6}$
$m_5 M_{15}$	$\frac{hlM}{12}\left[5-\frac{a}{l}\left(1+\frac{a}{l}\right)\right]$	$m_8 M_9$	$\frac{2fa_1H}{3}\left(1+\frac{a_1}{l}-\frac{a_1^2}{l^2}\right)$	$m_9 M_{17}$	$\frac{2Kfl}{9}$
$m_5 M_{16}$	$\frac{hKl}{20}\left[1+\frac{a}{l}+\frac{a^2}{l^2}+\frac{a^3}{l^3}\right]$	$m_8 M_{11}$	$\frac{8fMl}{15}$	$m_{10} M_1$	$\frac{lH}{6}\left(f_1+f_2+4f_2\right)$
$m_5 M_{17}$	$\frac{2hKl}{45}\left[7+7\frac{a}{l}-3\frac{a^2}{l^2}-3\frac{a^3}{l^3}\right]$	$m_8 M_{12}$	$\frac{fMl}{5}$	$m_{10} M_3$	$\frac{lH}{6}\left(f_2+2f_3\right)$
$m_6 M_6$	$\frac{H}{6}\left[h_2\left(a_1+l\right)-h_1\left(b_1+l\right)\right]$	$m_8 M_{14}$	$\frac{fl}{15}\left(5M_1+8M_0+5M_2\right)$	$m_{10} M_4$	$\frac{l}{6}\left(f_1H_1+4f_3H+f_2H_2\right)$
$m_6 M_7$	$\frac{l}{6}\left[h_2\left(2H_2-H_1\right)-h_1\left(H_2-2H_1\right)\right]$	$m_8 M_{15}$	$\frac{7fMl}{15}$	$m_{10} M_6$	$\frac{H}{6}\left[f_1\left(b_1+l\right)+f_2\left(a_1+l\right)+2f_1\left(\frac{a_1 b_1}{l}+l\right)\right]$
$m_6 M_{13}$	$\frac{Ml}{12}\left(h_2-3h_1\right)$	$m_8 M_{16}$	$\frac{2fKl}{15}$		
$m_6 M_{15}$	$\frac{Ml}{12}\left(3h_2-5h_1\right)$	$m_8 M_{17}$	$\frac{3fKl}{15}$	$m_{10} M_7$	$\frac{l}{6}\left(f_2H_2+4f_3H+f_1H_1\right)$
$m_7 M_6$	pentru $\alpha_1<\alpha$ $\frac{hHl}{6\beta}\left(3-3\alpha\frac{\alpha_1^2}{\alpha}\right)$ pentru $\alpha_1>\alpha$ $\frac{hHl}{6}\left(3-\frac{\alpha^2}{\alpha_1\beta_1}\right)$	$m_9 M_6$	$\frac{fH}{12l}\left(l^2+a_1 l+a_1^2\right)$	$m_{11} M_{16}$	$\frac{kK'}{7}$
		$m_9 M_7$	$\frac{fl}{12}\left(3H_2+H_1\right)$	$m_{11} M_{17}$	$\frac{16}{105}kK'$
$m_7 M_7$	$\frac{ah}{2}\left(H_2+H_1\right)$	$m_9 M_{12}$	$\frac{Mfl}{5}$	$m_{12} M_{17}$	$\frac{512}{945}kK'$

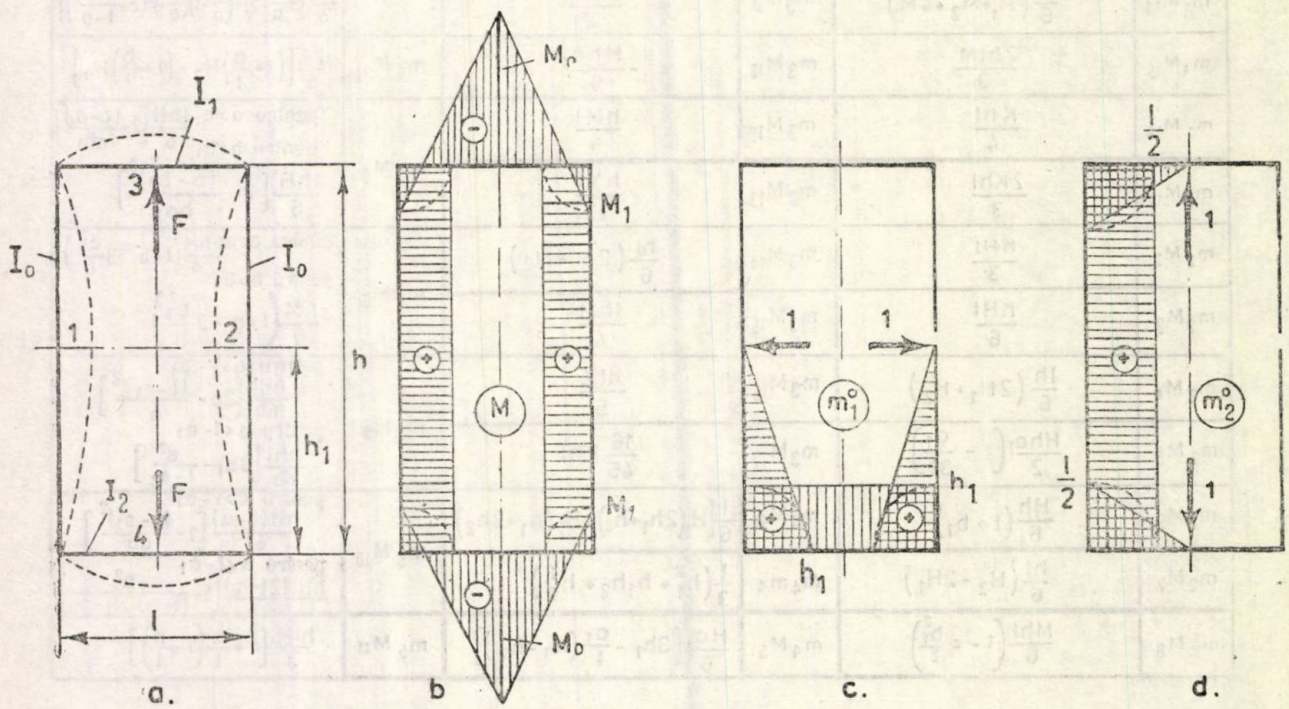


Fig. 1

Pentru aplicarea relației (4), în sistemul static determinat, în secțiunea 1—2 se aplică forțe unitare — figura 1, c, trasîndu-se diagrama m_1^0. Aplicînd corespunzător datele din tabelul 3 (diagramele m_1M_3 și m_1M_7) se obține :

$$\delta_{1-2} = \frac{EI_0}{2} \cdot \frac{h_1^2 M_1}{2} + \frac{2}{EI_2} \cdot \frac{h_1^2}{2}(M_1 - M_0)$$

Asemănător, în secțiunea 3—4 se aplică forțe unitare (tot într-un sistem static determinat), trasîndu-se diagrama m_2^0. Cu ajutorul tabelului 3 (diagramele m_1M_1 și m_2M_7) rezultă :

$$\delta_{3-4} = \frac{l}{E}\left[\frac{l}{24}(2M_1 - M_0)\left(\frac{1}{I_2} + \frac{1}{I_1}\right) + \frac{M_1 h}{2I_0}\right]$$

Cu valorile numerice date, rezultă : $M_0 = -12{,}9166.10^9$ N.mm ; $M_1 = 0{,}0209.10^9$ N.mm ; $\delta_{1-2} = -3{,}959$ mm ; $\delta_{3-4} = -0{,}4189$ mm.

Concluzii :

1 — semnul deplasării δ_{1-2} fiind negativ, rezultă că deplasarea reciprocă a punctelor 1—2 este contrară sensului forțelor unitare din figura 1, c (de altfel, punctele 1 și 2 se apropie între ele, în figura 1, a fiind reprezentat punctat modul de deformare elastică a cadrului ales) ;

2 — calculînd, literal, deplasările reciproce δ_{1-2} și δ_{3-4} funcție de încărcarea F și de $I_0 = I$ rezultă :

$$\delta_{1-2} = -0{,}0036\ \frac{Fl^3}{EI}\ ;\ \delta_{3-4} = 0{,}000382\ \frac{Fl^3}{EI}$$

BIBLIOGRAFIE

[1] *Moldovan, V., Maniu, A.* : Utilaje pentru deformări plastice. Editura didactică și pedagogică. București, 1982.

[2] *Rozanov, B.V.* : Ghidravliceskie pressî (Prese hidraulice). Maşghiz, Moskva, 1959.

[3] *Moldovan, V., Bejan, M.* : Unele considerații privind metodica calculului preselor hidraulice : În : Buletinul științific al Institutului Politehnic Cluj Napoca, seria Matematică, Mecanică aplicată, Construcții de mașini, nr. 28/1985.

[4] *Bejan, M.* : Rezistența materialelor, vol. 1, 2. Cluj Napoca, Atelierul de multiplicare al Institutului Politehnic, 1982.

[5] *Bejan, M.* : Metodă de integrare grafo-analitică pentru calculul deplasărilor elastice utilizînd formula lui Simpson. În : Buletinul științific al Institutului Politehnic Cluj Napoca, seria Mecanică, nr. 26/1983.

[6] *Moldovan, V., Bejan, M.* : Calculul cadrelor de tip simetric. În : Construcția de mașini, nr. 7/1985.

CZ : 621.979.82

Considerații privind optimizarea sistemelor de acționare ale preselor cu șurub hidraulice

Șef lucr. ing. Mircea **MOCIRAN**, prof. dr. ing. Virgil **MOLDOVAN** — Institutul Politehnic Cluj-Napoca

În lucrare se utilizează următoarele **notații** :

A_1 — suprafața pistonului din camera superioară [m²] ;

A_2 — suprafața pistonului din camera inferioară, [m²] ;

a, b, c, c_1, c_2 — constante constructive ;

E_3 — energia de lovire la nivelul berbecului, [J] ;

E_{me} — energia produsă de motorul electric [J] :

E_{meac}, E_{mep} — energia produsă de motorul electric în cazul alimentării de la acumulator, respectiv de la pompă, [J] ;

e_{acp} — raportul energiilor E_3 a două prese, una alimentată de la acumulator, iar cealaltă de la pompă ;

e_{ac}, e_p — raportul energiilor E_3 a două prese, alimentate ambele de la acumulator, respectiv de la pompă ;

I_2^* — momentul de inerție al maselor aflate în mișcare de rotație redus la axa șurubului, [N.m²] ;

i — raportul de transmisie la presele acționate cu motoare rotative și angrenaj ;

k_1 — raportul de transmisie la presele acționate cu motoare liniare și mecanism cremalieră-roată dințată ;

k_{1ac}, k_{ac} — coeficienți ce se consideră constanți, în cazul preselor alimentate de la acumulator ;

k_{1p}, k_p — coeficienț ce se consideră constanți, în cazul preselor alimentate de la pompă ;

k_3 — coeficient constant, în cazul preselor alimentate de la acumulator ;

k_v — coeficient ce se consideră constant ;

k_{sac}, k_{sp} — coeficient ce ține seama de timpul de staționare la un ciclu de lucru, în cazul preselor alimentate de la acumulator, respectiv de la pompă;

M — masa echivalentă a pieselor aflate în mișcare de rotație și translație, [kg] ;

m_1 — masa pieselor aflate în mișcare de translație, [kg] ;

n_m — numărul motoarelor hidraulice ;

P_{me} — puterea motorului electric, [W] ;

p — pasul șurubului, [m] ;

p_p — presiunea la pompă, [Nm⁻²] ;

q — cilindreea motorului hidraulic rotativ, [m³] ;

t_{cd} — timpul unei curse duble (care include și timpul de staționare), [s] ;

v — viteza berbecului, [m.s⁻¹] ;

x — deplasarea berbecului, [m] ;

η_c — randamentul crapodinei ;

η_g — randamentul ghidajelor ;

η_m — randamentul motorului hidraulic ;

η_{me} — randamentul motorului electric ;

η_p — randamentul pompei ;

η_s — randamentul șurubului ;

λ — multiplicatorul lui Lagrange.

Acționarea hidraulică a preselor cu șurub este tot mai răspîndită în construcția acestor

utilaje datorită avantajelor față de acționarea mecanică sau electrică [1].

Variantele de acționare hidraulică pot fi optimizate în funcție de mai multe criterii:

— energia de lovire;
— consumul energetic;
— randamentul preselor;
— rigiditatea;
— prețul.

În lucrarea [2] s-a stabilit că, din punct de vedere al energiei de lovire, acționarea cu motoare rotative este mai avantajoasă decît cea cu motoare liniare, necesitînd o putere instalată mai mică pentru aceeași energie de lovire dezvoltată.

Pornindu-se de la unele rezultate stabilite anterior [3], în prezenta lucrare se încearcă găsirea unei variante optime de acționare, în funcție de consumul energetic al motoarelor electrice de antrenare ale pompelor.

La presele alimentate de la pompă, energia consumata de la rețea E_{mep} este:

$$E_{mep} = P_{me} \cdot t_{cd} \cdot k_{sp}/\eta_{me} =$$

$$= k_p \cdot p_p \cdot v \cdot t_{cd} \cdot k_{sp}/\eta_p \cdot \eta_m \cdot \eta_{me},$$

unde, conform [4]:

$k_p = n_m.k_1 (A_1 - A_2)$ pentru presele cu codul 111 sau 112;

$= n_m.k_1.A_1$ — pentru presele cu codul 121 sau 122;

$= n_m.i.q/p$ — pentru presele cu codul 221 sau 222.

Tipurile de acționare hidraulică ale preselor cu șurub au fost notate cu un cod de forma ABC, unde:

$A = 1$, pentru acționarea cu motoare liniare;

$= 2$, pentru acționarea cu motoare rotative;

$B = 1$, pentru motoare cu cameră inferioară, legate permanent la sursa de presiune;

$= 2$, pentru motoare cu cameră inferioară, alimentate prin distribuitor;

$C = 1$, pentru acționarea directă (hidraulică);

$= 2$, pentru acționare indirectă (hidromecanică).

Știind că [4]:

$$v = \sqrt{c/b}(1 - e^{-2bx/a}), \tag{2}$$

și

$$c = c_1 p_p + c_2, \tag{3}$$

prin înlocuire în relația (1) se obține:

$$E_{mep} = k_{1p} \cdot p_p \sqrt{(c_1 \cdot p_p + c_2)(1 - e^{-2bx/a})} \tag{4}$$

unde:

$$k_{1p} = k_p \cdot t_{cd} \cdot k_{sp}/\eta_p \cdot \eta_m \cdot \eta_{me} \cdot \sqrt{b} \tag{5}$$

La presele alimentate de la acumulator, energia consumată de la rețea E_{meac} este:

$$E_{meac} = P_{me} \cdot k_{sac} \cdot t_{cd}/\eta_{me}, \tag{6}$$

unde

$$P_{me} = p_p \cdot Q_p/\eta_p \cdot \eta_m, \tag{7}$$

iar

$$Q_p = k_{ac} \cdot x/t_{cd}, \tag{8}$$

$k_{ac} = k_1 (A_1 + k_2 A_2)$, pentru presele cu codul 111 sau 112;

$= k_1 (A_1 + A_2)$, pentru presele cu codul 121 și 122;

$= n_m \cdot i \cdot q/p$ pentru presele cu codul 221 și 222.

Înlocuindu-se în relația (6), se obține:

$$E_{meac} = k_{ac} \cdot k_{sac} \cdot p_p \cdot x/\eta_p \cdot \eta_m \cdot \eta_{me}, \tag{9}$$

sau, notînd

$$k_{1ac} = k_{ac} \cdot k_{sac}/\eta_p \cdot \eta_m \cdot \eta_{me}, \tag{10}$$

$$E_{meac} = k_{1ac} \cdot p_p \cdot x \tag{11}$$

Energia de lovire E_3 la nivelul berbecului are expresia [4]:

$$E_3 = \frac{Mv^2}{2}, \tag{12}$$

unde [4]:

$$M = (I_2 \cdot 4\pi^2/p^2 + m_1) \cdot \eta_s \cdot \eta_g \cdot \eta_c \tag{13}$$

Înlocuind relațiile (2), (3) și (13) în relația (12), se obține:

$$E_3 = (I_2^* \cdot 4\pi^2/p^2 + m_1)(c_1 p_p + c_2) \cdot$$

$$\cdot \eta_s \cdot \eta_g \cdot \eta_c \cdot c(1 - e^{-2bx/a})/2b \tag{14}$$

Făcînd notația:

$$h_e = (I_2^* \cdot 4\pi^2/p^2 + m_1) \cdot \eta_s \eta_g \eta_c/2b, \tag{15}$$

se obține:

$$E_3 = k_e(c_1 \cdot p_p + c_2)(1 - e^{-2bx/a}) \tag{16}$$

Utilizîndu-se relația (16) și, după caz, relațiile (4) și (11), se pot compara din punct de vedere al energiei E_3 dezvoltate, două prese cu șurub hidraulice, alimentate de la o pompă sau acumulator, care consumă de la rețea aceeași energie.

Se pune condiția:

$$E_{mep} = E_{meac} = E_{me} \tag{17}$$

Din relația (4) se poate exprima deplasarea x în cazul preselor alimentate de la pompă :

$$x = \frac{a}{2b} \ln \frac{k_{1p}^2 \cdot p_p^2 (c_1 p_p + c_2)}{k_{1p}^2 \cdot p_p^2 (c_1 p_p + c_2) - E_{me}^2} \qquad (18)$$

Prin înlocuire în relația (16), se obține :

$$E_{3p} = k_e \cdot E_{me}^2 / k_{1p}^2 \cdot p_p^2 \qquad (19)$$

Pentru presele alimentate de la acumulator, se exprimă deplasarea x din relația (11), obținîndu-se prin înlocuire în relația (16) :

$$E_{3ac} = k_e (c_1 \cdot p_p + c_2)\left(1 - e^{-2bE_{me}/a \cdot k_{1ac} \cdot p_p}\right) \qquad (20)$$

Dacă se compară două prese alimentate de la acumulator, se calculează raportul e_{ac} :

$$e_{ac} = \frac{k_{e1}(c_{11} \cdot p_p + c_{21})\left(1 - e^{-2b_1 E_{me}/a_1 \cdot k_{1ac} \cdot p_p}\right)}{k_{e2}(c_{12} \cdot p_p + c_{22})\left(1 - e^{-2b_2 E_{me}/a_2 \cdot k_{2ac} \cdot p_p}\right)} \qquad (21)$$

În cazul a două prese alimentate de la pompă,

$$e_p = k_{e1} \cdot k_{1p_2}^2 / k_{e_2} \cdot k_{1p_1}^2 \qquad (22)$$

În relațiile de mai sus, mărimile notate cu „1" se referă la prima presă, iar cele cu „2" la a doua presă.

Dacă o presă este alimentată de la acumulator, iar cealaltă de la pompă, se calculează raportul e_{acp} :

$$e_{acp} = E_{3ac} / E_{3p} = k_{1p}^2 \cdot (c_1 \cdot p_p + c_2) \cdot p_p^2 \left(1 - e^{-2bE_{me}/a \cdot k_{1ac} \cdot p_p}\right) E_{me}^2 \qquad (23)$$

Pentru exemplificare, în tabelul 1 s-au calculat valorile raportului e_{acp}, pentru energii E_{me} cuprinse între 2.10^5 J și 10^6 J și presiuni cuprinse între 15.10^6 Nm^{-2} și 30.10^6 Nm^{-2}, utilizîndu-se datele de la presa de 6,3 MN produsă la C.U.G. Cluj-Napoca : $a = 121148$, $b = 4169$, $c_1 = 0{,}01$, $c_2 = 51524$.

Tabelul 1

Nr. crt.	p_p[Nm^{-2}] / E_{me} [J]	e_{acp}			
		$15 \cdot 10^6$	$20 \cdot 10^6$	$25 \cdot 10^6$	$30 \cdot 10^6$
1.	200.000	20,80	26,33	33,53	41,65
2.	400.000	10,31	13,04	16,61	20,65
3.	600.000	6,82	8,61	10,98	13,65
4.	800.000	5,07	6,40	8,16	10,15
5.	1.000.000	4,02	5,07	6,47	8,05

Rezultatele sînt prezentate grafic în figura 1. Se observă că, pentru aceeași energie, valoarea lui e_{acp} crește cu mărirea presiunii p_p.

Se încearcă în continuare optimizarea expresiei energiei $E_3 = E_3(x, p_p)$, dată de relația (16), care constituie funcția scop a criteriului de optimizare. Aceasta este o problemă de optimizare neliniară, cu o restricție funcțională de forma $f(x, p_p)$ și cu două restricții margini simple $0 \leqslant x \leqslant x_{max}$ și $0 \leqslant p_p \leqslant p_{p\,max}$.

În vederea eliminării restricțiilor margini simple, se fac transformările trigonometrice [6] :

$$x = x_{max}(\cos \omega_x + 1)/2 ; \qquad (24)$$

$$p_p = p_{p\,max}(\cos \omega_x + 1)/2 \qquad (25)$$

Funcția scop devine de forma :

$$E_3(x, p_p) = k_e[c_1 \cdot p_{p\,max}(\cos \omega_x + 1)/2 + c_2] \cdot [1 - e^{-bx_{max}(\cos \omega_x + 1)/a}], \qquad (26)$$

problema reducîndu-se la optimizarea neliniară cu o restricție funcțională.

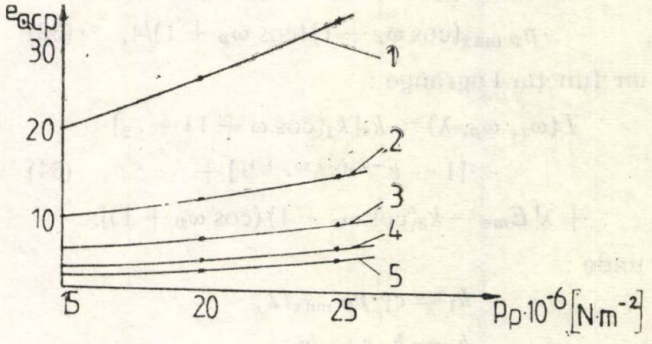


Fig. 1

Se consideră că funcțiile E_3 și f admit derivate parțiale de ordinul întîi față de variabilele x și p_p. Utilizînd metoda multiplicatorilor lui Lagrange :

$$L(x, p_p) = E_3(x, p_p) + \lambda \cdot f(x, p_p), \qquad (27)$$

pentru un punct de extrem se poate scrie :

$$dL = \left(\frac{\partial E_3}{\partial x} + \lambda \frac{\partial f}{\partial x}\right) dx + \left(\frac{\partial E_3}{\partial p_p} + \lambda \frac{\partial f}{\partial p_p}\right) dp_p = 0 \qquad (28)$$

Deoarece variabilele sînt independente, pentru a fi îndeplinită condiția (28), trebuie satisfăcute condițiile :

$$\frac{\partial E_3}{\partial x} + \lambda \frac{\partial f}{\partial x} = 0, \qquad (29)$$

$$\frac{\partial E_3}{\partial p_p} + \lambda \frac{\partial f}{\partial p_p} = 0 \qquad (30)$$

De asemenea trebuie satisfăcută și condiția [7] :

$$\frac{\partial L}{\partial \lambda} = f(x, p_p) = 0. \tag{31}$$

Condițiile de mai sus sînt necesare, dar nu și suficiente, pentru un punct de maxim mai trebuind îndeplinită condiția ca matricea hessiană H_L să fie negativă :

$$H_L(x, p_p) = \begin{vmatrix} \frac{\partial^2 L}{\partial x^2} & \frac{\partial^2 L}{\partial x \partial p_p} \\ \frac{\partial^2 L}{\partial p_p \partial x} & \frac{\partial^2 L}{\partial^2 p_p} \end{vmatrix} < 0 \tag{32}$$

Din relațiile de mai sus se determină valorile lui x, p_p și λ, care reprezintă soluția optimă din punct de vedere al criteriului de optimizare E_3.

În cazul preselor alimentate de la acumulator, pentru care restricția funcțională $f(x, p_p)$ are forma :

$$f(x, p_p) = E_{me} - k_{1ac} \cdot x_{max} \cdot \cdot p_{p\,max}(\cos \omega_x + 1)(\cos \omega_p + 1)/4, \tag{33}$$

iar funcția Lagrange :

$$L(\omega_x, \omega_p, \lambda) = k_e[k_1(\cos \omega + 1) + c_2] \cdot \cdot [1 - e^{-k_2(\cos \omega_x + 1)}] + \tag{34}$$
$$+ \lambda[E_{me} - k_3(\cos \omega_x + 1)(\cos \omega_p + 1)],$$

unde :

$$k_1 = c_1 \cdot p_{p\,max}/2;$$
$$k_2 = b \cdot x_{max}/a;$$
$$k_3 = k_{1ac} \cdot x_{max} \cdot p_{p\,max}/4$$

Calculîndu-se derivatele parțiale $\frac{\partial L}{\partial \omega_x}$, $\frac{\partial L}{\partial \omega_p}$ și $\frac{\partial L}{\partial \lambda}$, se obțin soluțiile :

1. $\cos \omega_x = 1$;
$$\cos \omega_p = E_{me}/2k_3 - 1; \tag{35}$$
$$\lambda = k_e k_1(1 - e^{-2k_2})/2k_3;$$

2. $\cos \omega_x = E_{me}/2k_3 - 1$;
$$\cos \omega_p = 1; \tag{36}$$
$$\lambda = k_2 k_e(2k_1 + c_2) \cdot e^{-k_2 E_{me}/2k_3}/2k_3;$$

respectiv :

1. $x = x_{max}$; (37)
$$p_p = p_{p\,max} \cdot E_{me}/4k_3;$$

2. $x = x_{max} \cdot E_{me}/4k_3$; (38)
$$p_p = p_{p\,max}$$

Se calculează apoi matricea hessiană H_L în cele două puncte de extrem, ajungîndu-se la concluzia că punctul (1) este un maxim al funcției $L(x, p_p)$, iar punctul (2) este minimul ei.

În cazul presei de 6,3 MN, considerîndu-se valorile :

$x_{max} = 0{,}35$ m ; $p_{max} = 30$ MPa ; $k_3 = 119250$; $k_e = 10{,}911$; $E_{me} = 200000$ Nm, se obțin soluțiile :

(1) $x = 0{,}35$ m ; (2) $x = 0{,}146$ m ;

$p_p = 12{,}578$ MPa ; $p_p = 30$ MPa.

Prin înlocuire în relația (16) se obține :

$$E_{3ac1} = 45876 \text{ J};$$

$$E_{3ac2} = 38347 \text{ J}.$$

Prin utilizarea programului OPTIM, elaborat în limbaj BASIC și rulat pe un microcalculator M 18, s-a obținut același punct de maxim. La rularea programului în condițiile restricțiilor

$$0 \leqslant x \leqslant 0{,}35 \text{ și } 15 \cdot 10^6 \leqslant p_p \leqslant 30\ 10^6,$$

s-a obținut $E_{3\,max} = 37657$ J, pentru $x = 0{,}251$ m și $p_p = 15 \cdot 10^6$ Nm^{-2}.

În **concluzie** se poate spune că :

— pentru aceeași energie consumată de la rețea, presele cu șurub hidraulice alimentate de la acumulator produc o energie mai mare decît cele alimentate de la pompă fig. 1), concluzie ce completează cele stabilite anterior, că presele acționate cu motoare rotative sînt mai avantajoase decît cele cu motoare liniare, din punct de vedere energetic [2] ;

— relațiile (21), (22) și (23) permit compararea oricăror tipuri de acționare a preselor cu șurub hidraulice, sub aspectul energetic ;

— în cazul preselor alimentate de la acumulator, soluția dată de relațiile (27) oferă varianta optimă pentru energia E_3, în condițiile restricției funcționale de forma (33) și a restricțiilor margini simple ale mărimilor x și p_p.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Moldovan, V., Maniu, A.* : Utilaje pentru deformări plastice. București, E.D.P., 1982.

[2] *Moldovan, V., Mociran, M.* : Considerații privind acționare hidraulică a preselor cu șurub. In : Comunicările primei conferințe de tehnologii și utilaje pentru prelucrarea metalelor prin deformare plastică la rece, vol. II, pag. 196—200. Sibiu, 1987.

[3] *Moldovan, V., Mociran, M.* : Metodă generalizată de calcul energetic al preselor cu șurub acționate hidraulic. În : Construcția de mașini, nr. 6/1987, pag. 316—3120.

[4] *Mociran, M.* : Metodologia de calcul și de verificare a acestuia privind presele cu șurub acționate hidraulic. Referat de doctorat. Cluj Napoca, Institutul Politehnic, 1985.

[5] *Sima, V., Varga, A.* : Practica optimizării asistate de calculator. București, Editura tehnică, 1986.

[6] *Dumitru, V.* : Programare neliniară. București, Editura Academiei, 1975.

CZ : 621.979.82

Considerații asupra realizării cadențelor mari de lucru la presele hidraulice pe emulsie

Ing. Corneliu **CRISTESCU**, ing. Ioan **BONEA** — I.C.S.I.T.P.S.C.M. București

Generalități

Presele hidraulice pe emulsie pentru forjare liberă au o extindere foarte mare în forjele moderne, impunîndu-se prin calitățile lor deosebite. Ele permit realizarea unei forțe de deformare mari, în condițiile utilizării unor viteze de lucru relativ mici.

Din acest motiv, pentru a mări productivitatea preselor și pentru a evita efectuarea mai multor încălziri (pentru realizarea unor piese), se cere ca încă din proiectare să se mărească la maximum numărul de lovituri pe minut, mai ales în faza finală de finisare, cînd forțele de deformare sînt mai mici iar adîncimile de presare sînt reduse.

Acționarea preselor hidraulice de forjare liberă, pe emulsie, reprezintă o problemă tehnică deosebită și se realizează prin intermediul unei instalații hidraulice complexe de distribuție și comandă, conform figurii 1.

Instalația hidraulică a unei astfel de prese acționate pe emulsie se compune, în principal, din două părți :

— distribuția presei, care asigură prin intermediul distribuitoarelor cu ventile (DP, DF), ventilelor de umplere (VU) etc., alimentarea consumatorilor de înaltă presiune cu emulsie (presiune uzuală la 200 ; 320 ; 400 bar) de la CHP, sau cu emulsie de joasă presiune (uzual 6—10 bar), de la recipientul de umplere (RU);

— servocomanda presei (SC), care realizează acționarea distribuitoarelor cu ventile (DP, DF etc.) și a mișcărilor auxiliare, utilizînd ca fluid de lucru uleiul hidraulic la presiuni medii de 100—150 bar.

Realizarea ciclului de lucru al preselor presupune parcurgerea mai multor faze diferite pentru regimul de întindere față de regimul de finisare.

Pentru regimul de întindere, conform diagramei de lucru a distribuitorului principal (DP) din figura 2, ciclul se realizează parcurgînd următoarele faze : STOP-UMPLERE-PRESARE-REVENIRE-STOP, distribuitorul de finisare (DF) fiind comutat pe poziția „FORJARE".

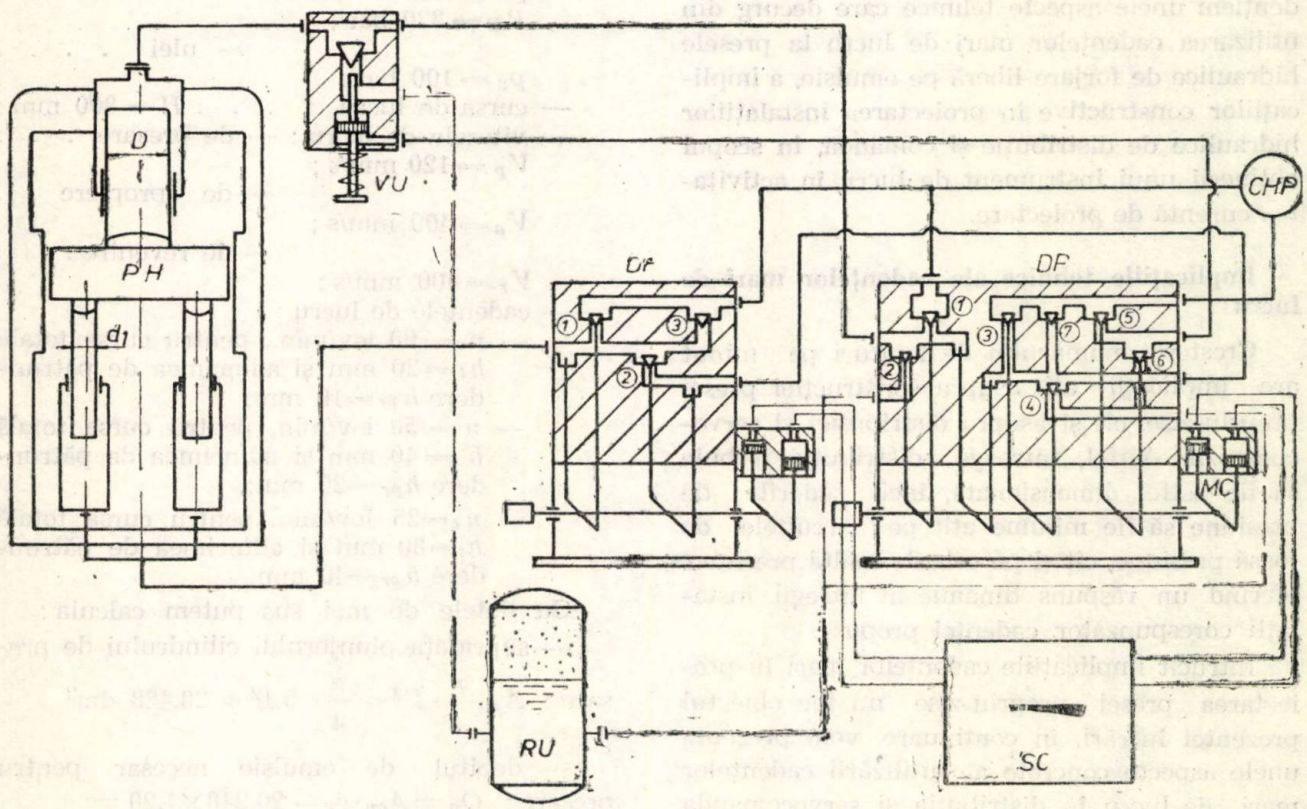


Fig. 1

Pentru regimul de finisare se comută mai întîi distribuitorul de finisare pe poziția „FINISARE", ciclul de lucru realizîndu-se prin

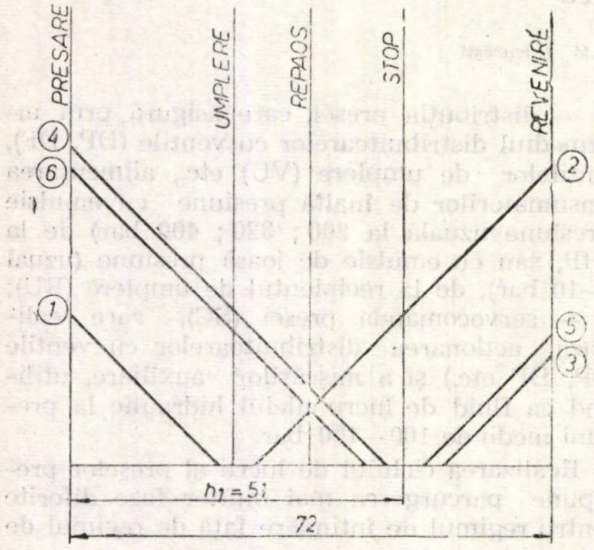


Fig. 2

parcurgerea, la distribuitorul principal, a următoarelor faze : STOP-PRESARE-STOP.

Obiectul lucrării

Prin prezenta lucrare ne propunem să evidențiem unele aspecte tehnice care decurg din utilizarea cadențelor mari de lucru la presele hidraulice de forjare liberă pe emulsie, a implicațiilor constructive în proiectarea instalațiilor hidraulice de distribuție și comandă, în scopul obținerii unui instrument de lucru în activitatea curentă de proiectare.

Implicațiile tehnice ale cadențelor mari de lucru

Creșterea numărului de lovituri pe minut are implicații atît asupra construcției presei propriu-zise, cît și asupra distribuției și servocomenzii. Astfel, întreaga distribuție trebuie să fie astfel dimensionată, încît căderile de presiune să fie minime atît pe circuitele de joasă presiune, cît și pe cele de înaltă presiune, oferind un răspuns dinamic al întregii instalații corespunzător cadenței propuse.

Întrucît implicațiile cadențelor mari în proiectarea presei propriu-zise nu fac obiectul prezentei lucrări, în continuare, vom prezenta unele aspecte concrete ale utilizării cadențelor mari de lucru în distribuția și servocomanda presei.

Implicații ale cadențelor mari în distribuția presei

În afara celui de ordin general menționat mai sus, dorim să analizăm aspectele legate de forjarea de finisare.

Pentru operațiile de finisare, faza de umplere sau apropiere rapidă a traversei mobile, prin alimentarea cilindrului de presare de la recipientul de lucru (RU), este eliminată și se execută curse scurte STOP-PRESARE-STOP cu o frecvență mare.

În general, finisarea se face menținînd cilindrii de revenire în permanență alimentați de la sursa de presiune înaltă, comutările fiind efectuate numai în circuitul cilindrului de presare. În acest caz, traversa mobilă se va retrage de pe semifabricat, atunci cînd cilindrul de presare este legat la circuitul de joasă presiune, și va realiza presarea cînd se comandă alimentarea lui cu lichid de presiune înaltă.

În cele ce urmează, vom analiza influența cadențelor de lucru asupra mărimii ventilului de evacuare a emulsiei în timpul finisării, dezvoltînd observațiile noastre pe un exemplu de calcul.

Pentru aceasta, vom considera o presă hidraulică pe emulsie care are următoarele date caracteristice :

— diametrul plunjerului de presare . . . $D = 510$ mm ;
— presiunea de lucru : — emulsie . . . $P_H = 320$ bar ;
— ulei . . . . $p_u = 100$ bar ;
— cursa de lucru . . . . $H = 800$ mm ;
— vitezele de lucru : — de presare . . . $V_p = 120$ mm/s ;
— de apropiere . . $V_a = 400$ mm/s ;
— de revenire . . . $V_r = 400$ mm/s ;
— cadențele de lucru :
— $n_c = 90$ lov/min., pentru cursa totală $h_t = 20$ mm și adîncimea de pătrundere $h_{pr} = 10$ mm;
— $n = 50$ lov/min, pentru cursa totală $h = 40$ mm și adîncimea de pătrundere $h_{pr} = 20$ mm;
— $n_c = 25$ lov/min, pentru cursa totală $h_t = 80$ mm și adîncimea de pătrundere $h_{pr} = 40$ mm.

Cu datele de mai sus putem calcula :

— suprafața plunjerului cilindrului de presare : $A_{cp} \frac{\pi}{4} \cdot D^2 = \frac{\pi}{4} \cdot 5{,}1^2 = 20{,}428$ dm^2

— debitul de emulsie necesar pentru presare : $Q_p = A_{cp} \cdot v_p = 20{,}248 \times 1{,}20 = 24{,}5$ dm^3/s.

Admisia emulsiei sub presiune, în faza de „PRESARE", conform figurii 1 și figurii 2, se face prin deschiderea ventilului **1** al distribuitorului principal. Dacă vom considera o viteză de curgere prin ventil de 150 dm/s, secțiunea necesară va fi : $S_{nec} = Q = 24{,}5/150 = 0{,}1633$ dm^2, care conduce la alegerea ventilului *V* 50, cu diametrul nominal de 50 mm și care are o secțiune reală de curgere, ținînd cont de tija de acționare, de $S = 0{,}16485$ dm^2.

Evacuarea emulsiei din cilindrul de presare, la cursa de REVENIRE — după forjarea de întindere, se face prin ventilul de umplere (VU), conform figurii 1, distribuitorul principal avînd, pentru acest caz, un circuit de comandă pentru deschiderea ventilului de umplere.

La forjarea de finisare, evacuarea emulsiei nu se mai face prin ventilul de umplere (VU), ci prin ventilul 2, de evacuare, din distribuitorul principal.

Problema care se pune este cît de mare trebuie să fie acest ventil, pentru a asigura, în condiții bune, evacuarea emulsiei în timpul revenirii traversei mobile, cînd se lucrează în regim de forjare de finisare cu cadențe mari de lucru.

Dacă considerăm că revenirea se face cu viteza de revenire prestabilită de 400 mm/s, atunci debitul de emulsie evacuat din cilindrul de presare va fi : $Q_{ev} = A_{cp} \cdot v_r = 20{,}248 \times 4{,}00 = 81$ dm^3/s.

Dacă admitem o viteză de curgere prin ventilul de evacuare de circa 120 dm/s, din intervalul admisibil 100—150 dm/s, secțiunea necesară a ventilului de evacuare ar fi :

$$S_{nec} = Q_{ev}/v_a = 81/120 = 0{,}675 \text{ dm}^2$$

Aceasta conduce la alegerea ventilului V 100, care are secțiunea reală $S = 0{,}81$ dm^2. Alegerea unui asemenea ventil pe circuitul de evacuare ar conduce la dezavantaje evidente legate de :

— creșterea gabaritului și a masei distribuitorului principal ;

— creșterea forțelor necesare pentru deschiderea ventilului ;

— creșterea diametrului cilindrului mecanismului de acționare al distribuitorului principal ;

— debite mari de ulei necesare în servocomandă ;

— aparate de distribuție a uleiului de dimensiuni mari.

Dacă vom considera ca ventil de evacuare un ventil V 50, ca și ventilul de admisie, atunci emulsia ar curge prin ventil cu o viteză medie de :

$$v = Q_{ev}/S = 81/0{,}1485 \approx 500 \text{ dm/s} \approx 50 \text{ m/s}$$

O asemenea viteză ar fi de neacceptat. De fapt, la o analiză atentă, se constată că o asemenea viteză nu se dezvoltă în realitate, deoarece fenomenul este altul.

În realitate, mișcarea traversei mobile la cursa de revenire, în timpul forjării de finisare, nu se realizează cu viteza de revenire prestabilită de 400 mm/s, ea nefiind atinsă din motive legate de inerția sistemului și de răspunsul dinamic al întregii instalații, pe durata cursei totale de lucru la finisare.

De aceea ventilul de evacuare 2 poate fi mai mic, egal, sau mai mare decît ventilul de admisie **1**, în funcție de cadențele și cursele totale de finisare impuse.

Pentru a clarifica aceste aspecte vom analiza, pentru fiecare cadență de lucru impusă, viteza de curgere prin ventilul de evacuare.

În proiectarea schemelor hidraulice pe emulsie, se operează cu viteze medii de curgere și debite medii necesare pentru raalizarea funcțiunilor propuse, care duc la timpi medii de realizare a curselor de lucru.

În cele ce urmează, vom opera cu noțiunea de durată medie a unui ciclu t_c, reprezentînd timpul mediu necesar de realizare a unui ciclu complet de lovire „PRESARE-REVENIRE", și este determinat de raportul între durata în secunde a unui minut și cadența de lucru, n (lovituri pe minut), deci :

$$t_c = 60/n_c$$

În timpul cursei totale de presare (descendente), se parcurge jumătate de cursă în gol, inerția sistemului fiind învinsă atît de presiunea de lucru, cît și de greutatea părților mobile, viteza de parcurgere a acestei semicurse tinzînd spre cea de apropiere rapidă, pentru ca pe adîncimea de pătrundere viteza să scadă la valori egale, sau mai mici decît viteza de presare. Valoarea medie a vitezei, pe cursa totală descendentă, devine comparabilă cu valoarea vitezei medii de revenire pe cursa — totală ascedentă, unde sistemul nu poate atinge valoarea vitezei de revenire impuse, atît datorită inerției sistemului, la care se adaugă acțiunea contrară a forțelor de greutate ale părților mobile, cît și datorită cursei totale prea mici, sistemul neavînd timp să ajungă la viteze mari.

De aceea, vom considera că timpul mediu al semiciclului în care se execută cursa de presare, t_{sp}, este egal cu timpul mediu al semiciclului în care se execută cursa de revenire, t_{sr}, și deci : $t_{sp} \approx t_{sr} \approx 0{,}5 \cdot t_c$

Dacă avem în vedere că realizarea unui semiciclu de presare, respectiv de revenire, presupune un timp de comandă și acționare a mecanismului de comandă al distribuitorului

principal, t_{cd} și un timp mediu de efectuare a cursei totale de presare, t_{pr}, respectiv de revenire, t_{rev}, se poate scrie :

$$t_{sp} = t_{cd} + t_{pr} \text{ și } t_{sr} = t_{cd} + t_{rev}$$

Timpii medii de efectuare a curselor totale de presare t_{pr} și de revenire t_{rev}, se pot calcula cu relațiile :

$$t_{pr} = t_{sp} - t_{cd} \text{ și } t_{rev} = t_{sr} - t_{cd}$$

Vom face ipoteza de lucru că, la cadența cea mai ridicată, timpul de comandă a distribuitorului, t_{cd}, și timpii medii de efectuare a curselor totale de presare t_{pr}, respectiv de revenire t_{rev}, sînt egali și vom putea scrie :

$$t_c = t_{sp} + t_{sr} + (t_{cd} + t_{pr}) + t_{cd} + t_{rev} \approx 4t$$

și deci vom aproxima că :

$$t_{cd} \approx t_{pr} \approx t_{rev} \approx 0{,}25 t_c$$

Deoarece, în timpul cursei efective de revenire, se produce și evacuarea emulsiei din cilindrul de presare prin ventilul de evacuare 2, timpul în care se face evacuarea emulsiei, t_{ev}, este identic cu timpul de revenire t_{rev}. Deci :

$$t_{ev} = t_{rev} = t_{sr} - t_{cd}$$

Cunoscînd cursa totală de presare, respectiv de revenire, h_t, vom putea calcula viteza medie de presare, respectiv de revenire, scriind :

$$V_{rev} = h_t / t_{rev} \; ; \; V_{pr} = h_t / t_{pr}$$

Avînd secțiunea plunjerului cilindrului de presare, A_{cp} și viteza de revenire V_{rev}, în timpul finisării, putem determina debitul de emulsie care se evacuează prin ventilul de evacuare 2 :

$$Q_{ev} = A_{cp} \cdot V_{rev}$$

Considerînd o viteză admisibilă de curgere a emulsiei V_{ad} prin ventilul de evacuare, între 100 dm/s și 150 dm/s, vom putea determina secțiunea necesară de curgere a ventilului de evacuare :

$$S_{nec} = Ö_{ev} / V_{ad}$$

Pe baza secțiunii de curgere necesare, calculată pentru cadența maximă, se face alegerea ventilului de evacuare a emulsiei în timpul forjării de finisare, după care se face verificarea vitezelor medii de curgere prin ventil, pentru fiecare regim de finisare cerut de tema de proiectare.

Așa cum se vede din tabelul 1, s-au efectuat calculele pentru exemplul numeric ales, pentru cele trei cadențe cerute de tema de proiectare. Pentru cadența cea mai mare, s-a ales ventilul V 50, care s-a dovedit bun și pentru celelalte două situații, asigurînd viteze bune de evacuare a emulsiei.

Observații

— dacă s-ar fi cerut realizarea unei cadențe de 100—110 lovituri pe minut, ar fi rezultat ca necesar un ventil V 63, care ar fi asigurat evacuarea emulsiei cu viteza medie de circa 10—11 m/s ;

— dacă s-ar fi cerut realizarea unei cadențe de 55—60 lovituri pe minut, ar fi rezultat ca necesar ventilul V 40, prin care emulsia ar fi fost evacuată cu viteza medie de circa 13—14 m/s.

Din cele prezentate, se observă că elementele de calcul propuse oferă posibilitatea alegerii ventilului de evacare, pe baza cadențelor și curselor de lucru cerute pentru finisare.

Implicații ale cadențelor mari în servocomanda presei

Cadențele mari de lucru au implicații directe în stabilirea debitului de ulei necesar pentru comanda distribuitorului principal, a aparaturii hidraulice și a diametrelor nominale ale conductelor.

După cum s-a văzut, pentru realizarea regimului de lucru de finisare cu cadența cea mai mare, trebuie ca acționarea mecanismului de comandă a distribuitorului principal să se realizeze într-un timp mediu de comandă a distribuitorului, de aproximativ un sfert din durata medie a unui ciclu ($t_{cd} \approx 0{,}25 \; t_c$).

Determinarea debitului necesar de ulei. Dacă se consideră, pentru exemplul numeric luat, mecanismul de acționare a distribuitorului principal din figura 3 și se analizează diagrama de lucru a distribuitorului principal din figura 2, vom putea determina debitul necesar de ulei, ținînd cont de aceste elemente constructive concrete ale presei și de cadența maximă de lucru impusă.

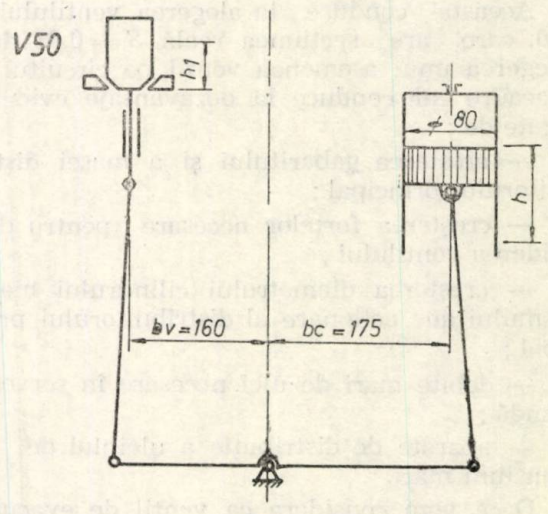


Fig. 3

Din diagrama de lucru a distribuitorului principal (fig. 2), se constată că pentru a realiza finisarea se lucrează între poziția „STOP"

Tabelul 1

MĂRIMEA	Simbol	U.M.	RELAȚIA DE CALCUL	CADENȚA DE LUCRU ȘI CURSA TOTALĂ		
				n_c=90lov/min ht=20mm	n_c=50lov/min ht=40mm	n_c=25lov/min ht=80mm
Durată medie a unui ciclu	t_c	s	$60/n_c$	$60/90 = 0,666$	$60/50 = 1,2$	$60/25 = 2,4$
Timpul mediu al unui semiciclu	t_{sp} t_{sr}	s	$0,5\ t_c$	$0,5 \cdot 0,666 = 0,333$	$0,5\ 1,2 = 0,6$	$0,5 \cdot 2,4 = 1,2$
Timpul de comandă al * distribuitorului	t_{cd}	s	$0,25\ t_c$	$0,25 \cdot 0,666 = 0,1665$	$0,1665$	$0,1665$
Timpii medii de efectuare a curselor totale de presare și revenire	t_{pr} t_{rev}	s	$t_{sp} - t_{cd}$ $t_{sr} - t_{cd}$	$0,333 - 0,1665 = 0,1665$ $0,333 - 0,1665 = 0,1665$	$0,6 - 0,1665 = 0,4335$ $0,6 - 0,1665 = 0,4335$	$1,2 - 0,1665 = 1,0335$ $1,2 - 0,1665 = 1,0335$
Timpul mediu de evacuare a emulsiei	t_{ev}	s	$t_{sr} - t_{cd}$	$0,333 - 0,1665 = 0,1665$	$0,6 - 0,1665 = 0,4335$	$1,2 - 0,1665 = 1,0335$
Vitezele medii de efectuare a curselor totale de presare și de revenire	v_{pr} v_{rev}	dm/s	ht/t_{pr} ht/t_{rev}	$0,20/0,1665 = 1,201$ $0,20/0,1665 = 1,201$	$0,40/0,4335 = 0,923$ $0,40/0,4335 = 0,923$	$0,80/1,0335 = 0,774$ $0,80/1,0335 = 0,774$
Debitele medii de presare și de evacuare a emulsiei	Q_{pr} Q_{ev}	dm^3/s	$A_{cp}\ v_{pr}$ $A_{cp}\ v_{rev}$	$20,428 \cdot 1,201 = 24,5$ $20,428\ 1,201 = 24,5$	$20,428\ 0,923 = 18,85$ $20,428\ 0,923 = 18,85$	$20,428 \cdot 0,774 = 15,8$ $20,428\ 0,774 = 15,8$
Secțiunea de curgere necesară pentru ventilul de evacuare	$S_{nec.}$	dm^2	Q_{ev} / v_{ad}	$24,5/140 = 0,175$	$18,85/140 = 0,1346$	$15,8/140 = 0,113$
Secțiunea de curgere a ventilului ales V50	S	dm^2	—	$0,1648$	$0,1648$	$0,1648$
Vitezele medii de curgere prin ventilul de evacuare	v	dm/s	Q_{ev}/S	$24,5/0,1648 = 148$	$18,85/0,1648 = 114$	$15,8/0,1648 = 96$

* Timpul de comandă pentru cadența maximă rămîne același și pentru cadențele inferioare

și poziția „PRESARE", pentru care în diagramă se indică o cursă a tijei ventilului de $h_1 = 51$ mm.

Ținînd cont de raportul brațelor mecanismului de acționare, se poate aprecia cursa necesară a pistonului mecanismului, h, pentru realizarea cursei din diagramă, ca fiind :

$$h \approx h_1 \cdot \frac{b_c}{b_v} = 51 \cdot \frac{175}{160} = 55{,}78 \approx 56 \text{ mm}$$

unde :

b_c — este brațul la care se exercită forța cilindrului de acționare ;

b_v — este brațul la care se exercită forța rezistentă de deschidere a ventilului.

Pentru a realiza comanda distribuitorului principal în timpul $t_{cd} = 0{,}25\ t_c$, va trebui ca viteza medie a pistonului cilindrului mecanismului de comandă să fie :

$$V_p = \frac{h}{t_{cd}} = \frac{4h}{t_c} = \frac{4h}{60} \cdot n_c = \frac{4 \times 56}{60} \cdot 90 = 336 \text{mm/s} = 3{,}36 \text{ dm/s}$$

Cunoscînd diametrul cilindrului de acționare $d_c = 80$ mm, se poate calcula aria secțiunii acestuia :

$$A_{ca} = \frac{\pi}{4} dc^2 = \frac{\pi}{4} 0{,}80^2 = 0{,}5026 \text{ dm}^2$$

Debitul necesar de acționare va fi :

$$Q_{nec} = A_{ca} \cdot V_p = 0{,}5026 \times 3{,}36 = 1{,}688 \text{ dm}^3/\text{s} = 101 \text{ dm}^3/\text{min}.$$

Alegerea pompei de ulei. Cunoscînd valoarea debitului necesar de ulei, $Q = 101$ dm^3/min, se poate alege, pentru cazul numeric analizat, o pompă cu pistoane din producția I.M. Plopeni. Pompa F 125—21 — I.P.G., care are un volum geometric : $V_g = 105{,}9$ cm^3/rot, antrenată de un motor electric la 970 rot/min, va furniza un debit de :

$$\hat{O}_p = V_g \cdot n = 105{,}9 \times 970 = 102723 \text{ cm}^3/\text{min} = 102{,}723 \text{ dm}^3/\text{min}$$

Acest debit satisface cerințele concrete pentru cadența de lucru maximă propusă.

Alegerea servovalvei. Deoarece cadențele mari de lucru implică un număr foarte mare de comutări ale distribuitoarelor de acționare (cazul analizat presupune $2 \times n = 2 \times 90 = 180$ de comutări/minut, adică 10800 de comutări/oră) și cum distribuitoarele obișnuite nu pot realiza decît 3600 de comutări/oră, singura soluție, pentru realizarea cadențelor mari la presele de forjare, este utilizarea servovalvelor, care prezintă și alte avantaje.

Alegerea servovalvelor se face în funcție de debitul de ulei vehiculat, determinat anterior. În acest caz se poate alege o servovalvă cu un debit de 120 dm^3/min.

Elementele de calcul redate mai sus oferă, astfel, posibilitatea alegerii corecte a servovalvei necesare în servocomanda presei.

Concluzii

În lucrare se prezintă unele aspecte legate de realizarea cadențelor mari de lucru la presele hidraulice de forjare liberă pe emulsie, precum și elemente de calcul pentru determinarea ventilului de evacuare al distribuitorului principal, în timpul forjării de finisare, în funcție de cadența și cursa totală de lucru.

De asemenea, se prezintă elemente de culcul pentru determinarea debitului necesar de ulei în servocomandă, în funcție de cadența de lucru maximă, de diagrama de lucru a distribuitorului principal și de mecanismul de comandă al acestuia, precum și alegerea, pe baza debitului astfel determinat, a pompei de ulei și a servovalvei necesare.

În acest fel, lucrarea se constituie într-un instrument de lucru necesar în practica de proiectare a instalațiilor hidraulice de distribuție și comandă.

CZ : 621—82 : :621.944

Acționare hidraulică pentru laminor radial-axial pentru inele cu diametru 1700

Ing. Mircea **RĂDULESCU**, subing. Alexandru **SABO** — I.C.S.I.T.P.S.C.M. filiala Cluj-Napoca

Lucrarea de față prezintă unele soluții de acționare a cilindrilor hidraulici de lucru ai unui laminor de inele radial-axial aflat în prezent în execuție la C.U.G. Cluj-Napoca.

Laminorul de inele prezentat (fig. 1) este alcătuit dintr-o sanie radială **1**, pe care este montat brațul de fixare al dornului **2**, dornul propriu-zis **3**, precum și :

— ciilndrul hidraulic principal de laminare ;
— cilindrul de ridicare al brațului dornului ;
— cilindrul de readucere al căruciorului.

Un dispozitiv de centrare **5** are rolul de a menține circularitatea inelului cu ajutorul a două role de presare și a doi cilindri hidraulici identici.

Laminarea axială este realizată de o cajă **6**, cu ajutorul a trei cilindri hidraulici verticali, ce se poate deplasa față de batiul din fundație (cu ajutorul a doi cilindri orizontali).

semifabricate. În tabelele 1 și 2 sînt date valorile limită ale acestor forțe. Întrucît forțele de laminare se realizează hidraulic, prin intermediul unor cilindri hidraulici, se pune problema

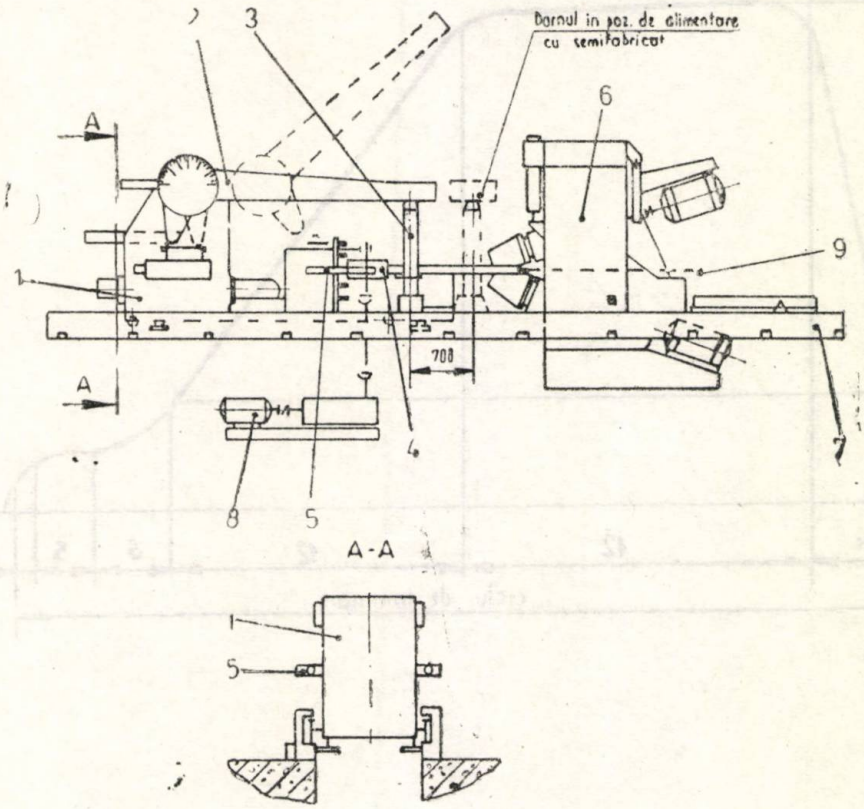


Fig. 1 Ansamblu general — cajă pentru laminat inele.

Semifabricatul este introdus pe dorn după care brațul dornului coboară fixînd dornul. Sania radială se retrage spre cilindrul de laminare. Rolele dispozitivului de centrare iau contact cu materialul. Caja axială se deplasează palpînd semifabricatul cu o rolă de măsură **9**. Cilindrul axial superior coboară și se efectuează laminarea propriu-zisă, timp în care semifabricatul este antrenat de către cilindrul principal de laminare **4** cu ajutorul motorului electric **8**.

După încheierea fazei de laminare, rolele de ghidare se depărtează, cilindrul axial superior se ridică, caja axială și sania radială se retrag. După ridicarea brațului de fixare al dornului, se scoate laminatul de pe dorn și se poate începe un nou ciclu de lucru.

Pe parcursul laminării forțele de laminare sînt variabile în timp. În figura 2 sînt date alurile curbelor de variație în timp a forțelor radiale, axiale și ale rolelor de ghidare. Menționăm că aceste curbe diferă de la semifabricat la semifabricat, motiv pentru care acționarea laminorului se face prin intermediul unui calculator ce memorează curbele diferitelor

realizării de presiuni de lucru variabile în timp, lucru ce se poate obține cu servoelemente sau cu aparatură hidraulică proporțională.

Forță radială

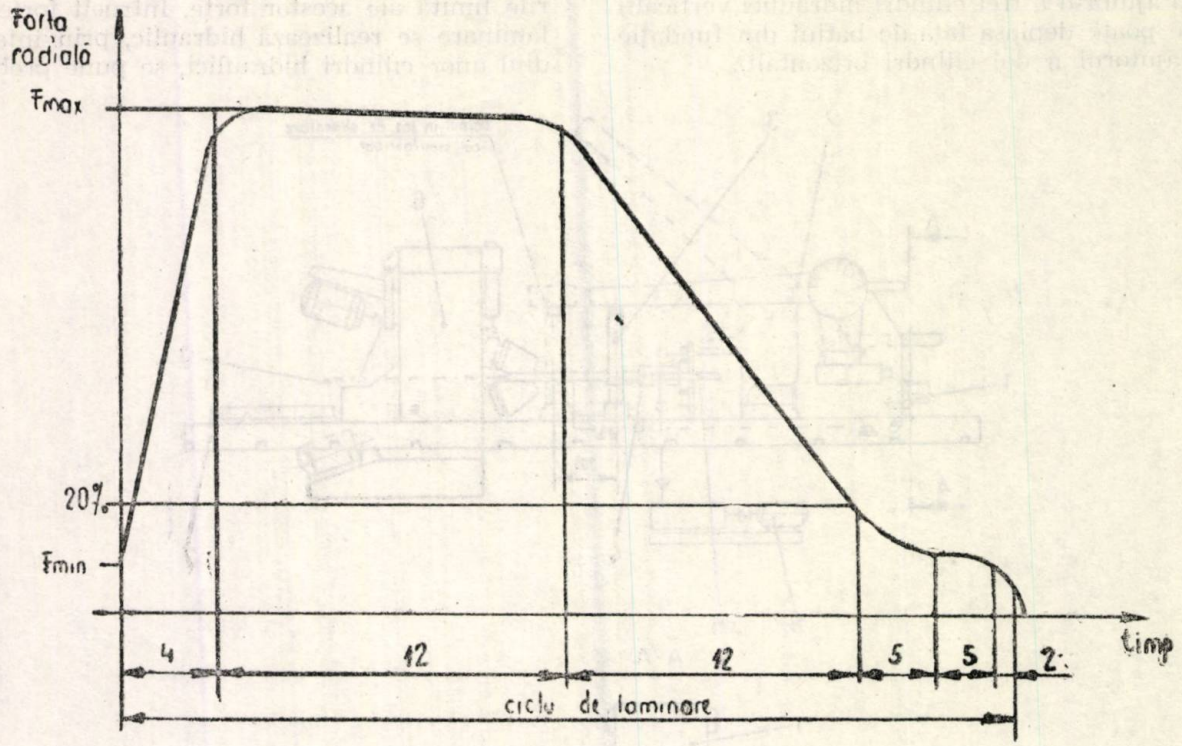
Tabelul 1

Maximă	Minimă	Corespunzătoare la un diam. de dorn
80 tf	10 tf	180 mm
60 tf	5 tf	140 mm
25 tf	5 tf	80 mm

Forța de apăsare a cilindrului axial superior

Tabelul 2

Maximă	Minimă	Corespunzătoare la un diam. de dorn
15 tf	3 tf	<270
40 tf	5 tf	271—350
50 tf	5 tf	>351



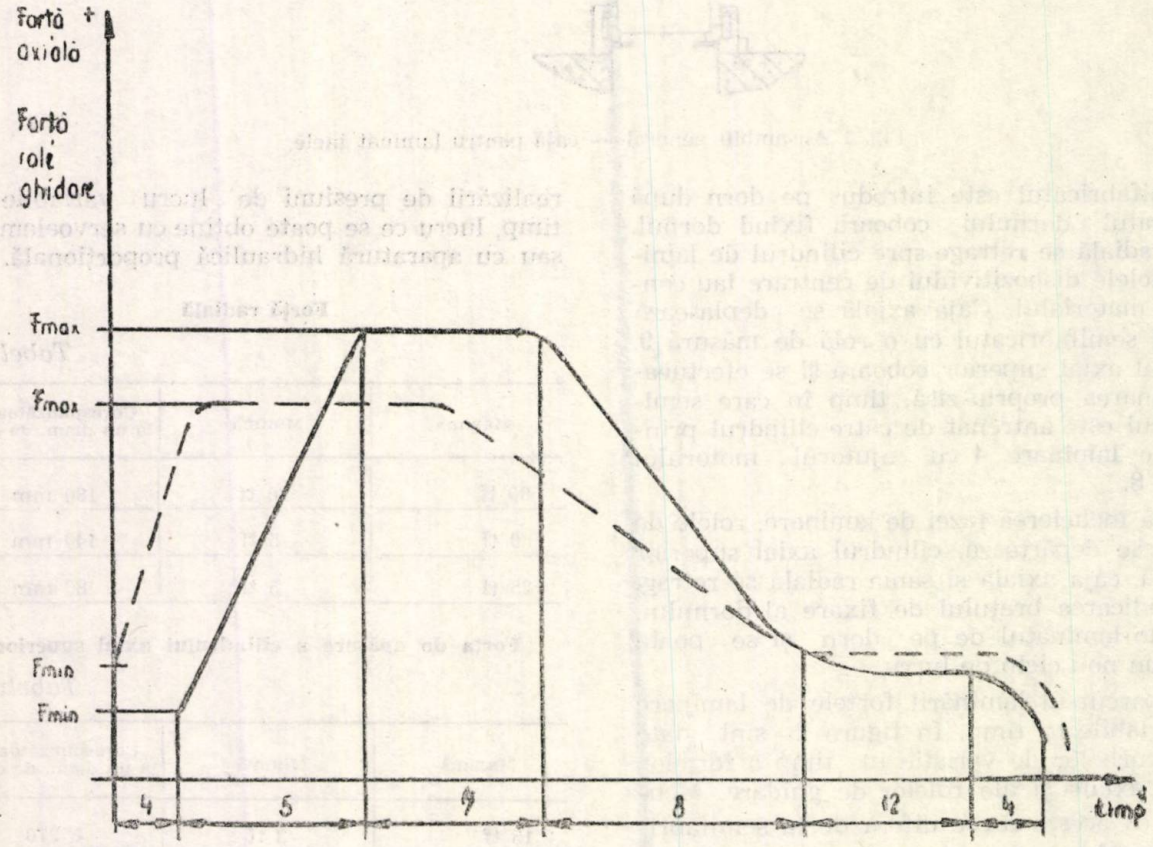


Fig. 2 Alura de variație a forțelor în perioada de laminare.

Este cunoscut faptul că în ultimii ani tehnica aparaturii proporționale a evoluat în așa măsură, încît a ajuns să egaleze în mare măsură pe cea a servoelementelor. Totodată servoelementele au dezavantaje considerabile cum ar fi :

— necesitatea unui grad ridicat de finețe de filtrare (<10 μ) ;

— preț ridicat de cumpărare (de obicei import vest) ;

— bilanț energetic nefavorabil.

Din acest motiv am încercat soluționarea acționării laminorului cu aparataj hidraulic proporțional produs de firma ORSTA (R.D.G.), a cărui precizie satisface necesitățile laminorului.

Realizarea forței radiale se obține cu o supapă de reglare a presiunii proporțională. În figura 3 este redat un tronson de schemă a acționării cilindrului saniei radiale. Cu ajutorul distribuitorului D_1 este cuplată în timpul laminării la circuit supapa proporțională S_1 La

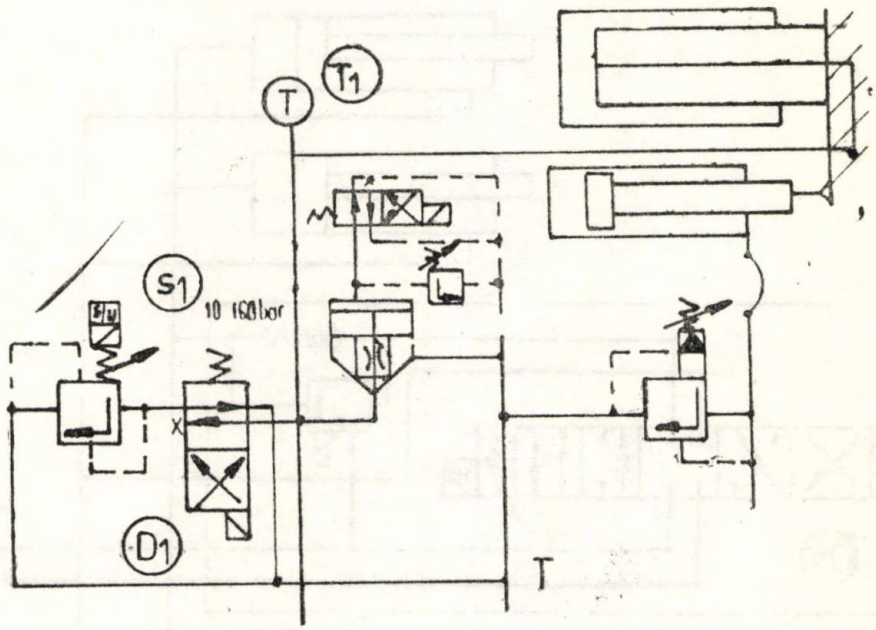


Fig. 3

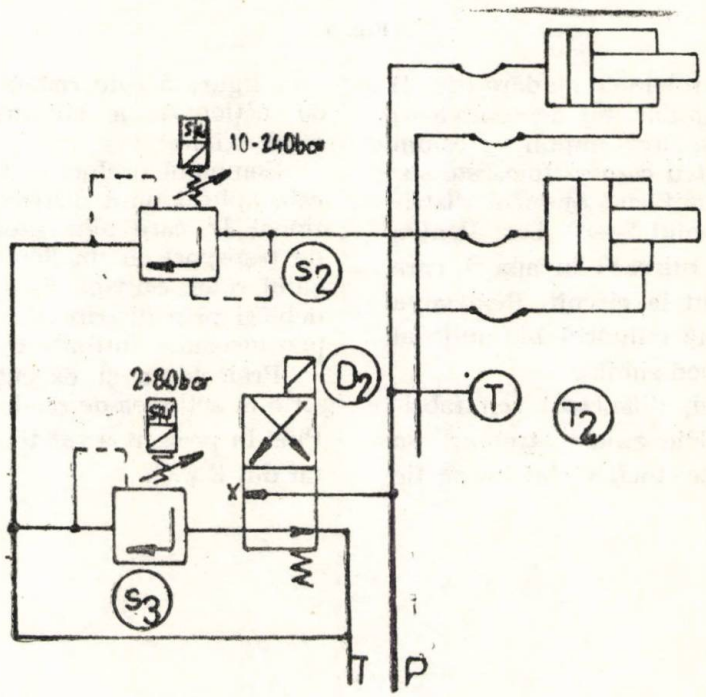


Fig. 4

bobina supapei este aplicată o tensiune proporțională în timp cu alura curbei tehnologice a forței radiale. Un traductor electronic de presiune, aflat în buclă de reacție cu supapa, măsoară permanent presiunea efectivă, o compară cu cea necesară (aflată în memoria calculatorului) și comandă corecțiile la bobina supapei proporționale.

în centrul teoretic al materialului. Cum însă axa semifabricatului se deplasează și caja axială trebuie să se retragă. Pentru aceasta, caja axială este prevăzută cu o rolă de palpare, pentru a palpa semifabricatul pe diametrul exterior. Caja trebuie să se deplaseze proporțional cu creșterea acestui diametru.

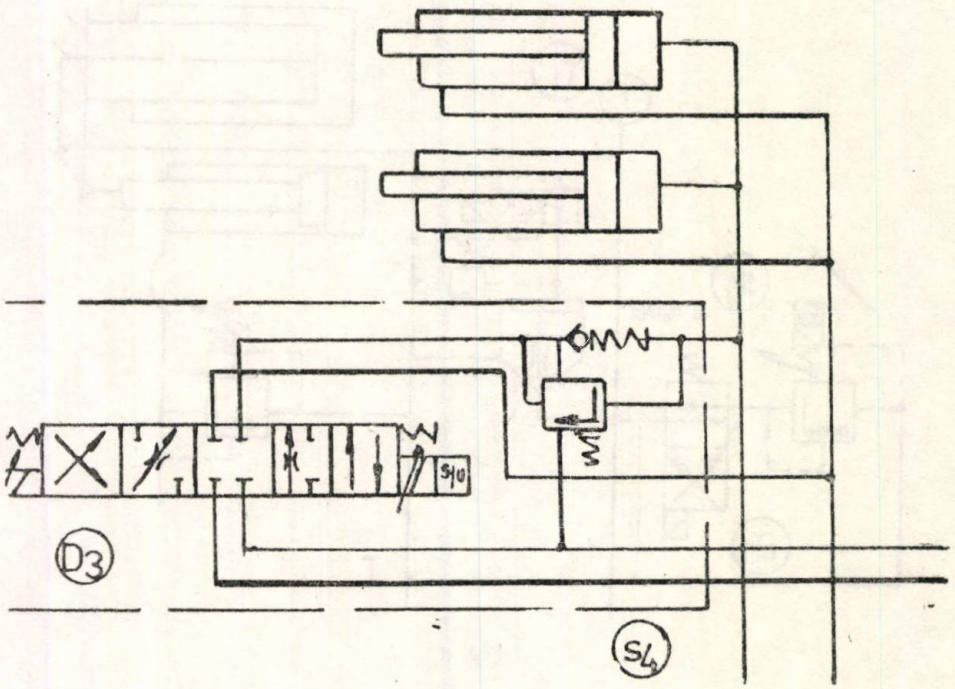


Fig. 5

Realizarea forței pe rolele de ghidare (fig. 4) se face într-un mod similar, cu deosebirea că forțele minime de acționare impun presiuni mici (sub 10 bar), pentru care se folosește supapa S_3 cuplată la circuit cu ajutorul distribuitorului D_2 în domeniul 2—80 bar. Pentru presiuni mai mari, se utilizează supapa S_2 care este cuplată permanent la circuit. Realizarea forței axiale variabile la cilindrul hidraulic al cajei axiale se face în mod similar.

Pe măsura laminării, diametrul semifabricatului se mărește. Rolele axiale trebuie să ocupe o astfel de poziție, încît vîrful lor să fie

În figura 5 este redată o secțiune de schemă de acționare a cilindrilor de transport ai cajei axiale.

Semnalul prelucrat de la rola de măsură este aplicat unui distribuitor hidraulic proporțional D_3 care alimentează cu lichid cilindrii de transport cu un debit proporțional cu semnalul rolei. Supapa S_4 are rolul să mențină debitul prin distribuitor indiferent de rezistențele mecanice întîlnite de cilindrii în deplasare.

Proiectarea și execuția laminorului se înscrie în acțiunea de readucere a importului vest. Pînă în prezent acest tip de laminor era importat din R.F.G.

CZ : 681.12

Soluţii constructive noi în proiectarea aparatelor hidraulice din centrala hidropneumatică

Ing. Gavril **MASTICI**, subing. Marinela **POPESCU** — I.C.S.I.T.P.S.C.M. Bucureşti
Subing. Ion **PĂTRUICĂ** — I.M.R.A. Bucureşti

Introducere

Presele hidraulice se caracterizează prin aceea că asigură deformarea materialului la viteze de lucru relativ constante, chiar dacă forţele au o variaţie mare. În acelaşi timp, ele asigură obţinerea unor forţe de deformare mari, datorită faptului că permit acumularea unei energii potenţiale mari, care pot fi transformate, în cursele active, în lucru mecanic de deformare fără a fi necesare sisteme mecanice de transmitere.

În continuare se va lua în discuţie alimentarea preselor hidraulice în care se foloseşte ca agent de lucru apa, iar sistemul de alimentare este cu pompe-acumulator.

Acest sistem prezintă avantajul (faţă de alimentarea direct de la pompe) că asigură cantităţi mari de lichid sub presiune, în condiţii energetice avantajoase şi fără pulsaţii.

Principalele elemente componente ale centralei hidropneumatice, care asigură alimentarea preselor hidraulice în sistemul pompe-acumulatori, sint prezentate în figura 1.

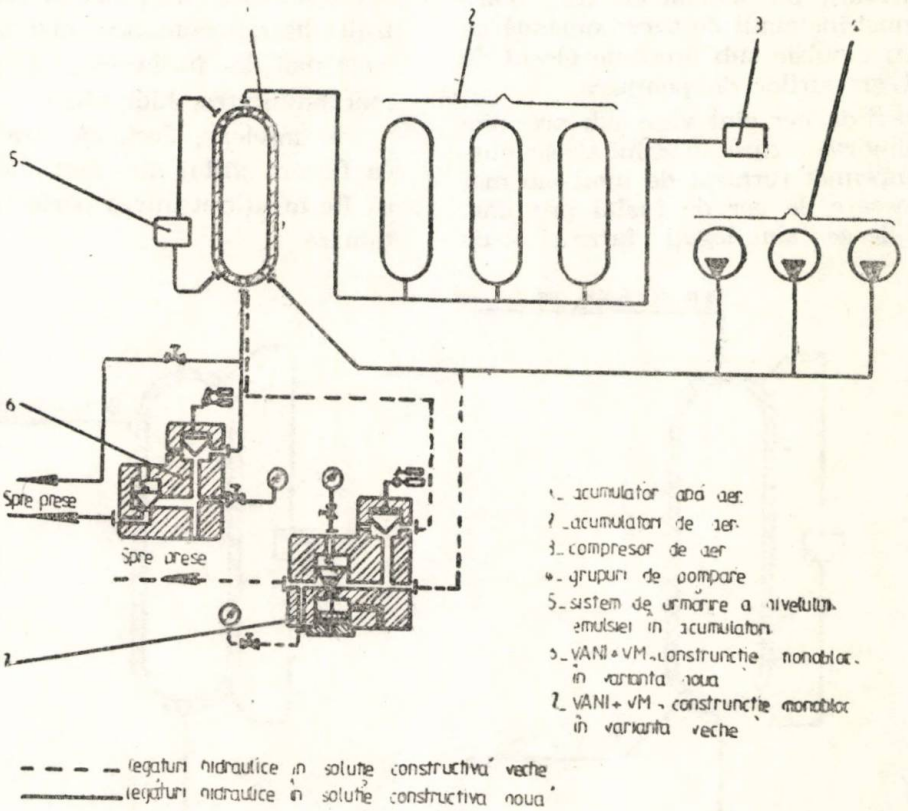


Fig. 1 Centrala hidropneumatică — elemente componente principale.

Dezvoltarea deosebit de rapidă a prelucrării metalelor prin deformare plastică a impus dotarea economiei naţionale cu utilaje de presare acţionate cu emulsie, fabricate în ţară, nu importate.

Pentru alimentarea cu emulsie sub presiune a uneia sau a mai multor prese hidraulice se proiectează centrale hidropneumatice.

Cîteva consideraţii asupra aparatelor hidraulice ce compun centrala hidropneumatică

Grupurile de pompare de înaltă presiune asigură emulsia sub presiune la debitul şi presiunea cerută de funcţionarea preselor hidraulice.

În general aceste pompe sînt cu trei sau cinci plunjeri, acţionaţi în mişcare, „du-te-vino"

printr-un sistem bielă-manivelă. Pentru antrenarea arborelui cu manetoane, se folosește un sistem de motor electric și reductor de turație.

Pompa de presiune mai este dotată cu un bloc hidraulic și două supape de recirculare și de reținere, care au rolul de a permite ca pompa să furnizeze emulsie sub presiune în anumite intervale, motorul electric de acționare funcționînd continuu.

Acumulatorii de apă sînt vase sub presiune (în general cilindrice), care au rolul să acumuleze apa sub presiune, furnizată de grupurile de pompare, și să o cedeze preselor hidraulice în funcție de debitul cerut de acestea.

Ele furnizează, în mod continuu, emulsie sub presiune între anumite limite.

În funcție de nivelul emulsiei din acumulatori (sesizată cu un sistem corespunzător : coloană cu contacte, regulator cu mercur etc.), grupurile de pompare sînt trecute în presiune sau recirculare, dacă nivelul scade, respectiv crește. În principal sistemul de semnalizare a nivelului generează un semnal electric, care dă comandă unei instalații de servocomandă ce alimentează cu emulsie sub presiune blocul de recirculare al grupurilor de pompare.

Acumulatorii de aer sînt vase sub presiune (în general cilindrice), care au rolul să acumuleze aerul comprimat furnizat de unul sau mai multe compresoare de aer de înaltă presiune. Acumulatorii de aer sînt legați între ei și cu acumulatorii de apă. Numărul și volumul lor se stabilește în funcție de căderea de presiune maximă admisibilă (în general între 10 ... 12 %).

Ventilul automat de nivel inferior este o supapă de sens comandată, care are rolul să asigure nivelul minim de emulsie în acumulatorul de apă. El trebuie să se închidă atunci cînd nivelul apei scade sub o valoare minimă admisibilă. Este comandat prin intermediul unei instalații de servocomandă, care primește semnal electric de la același sistem de urmărire a nivelului apei din acumulatorii de apă, care comandă grupurile de pompare.

Considerații asupra funcționării aparatelor hidraulice

Funcționarea utilajelor de presare cu un grad de fiabilitate corespunzător este foarte necesară, deoarece influențează într-o mare măsură încărcarea utilajelor de prelucrări mecanice și a altor utilaje și instalații, care participă la realizarea unor piese din domeniul construcțiilor de mașini.

Pe lîngă menținerea utilajelor de presare într-o stare foarte bună de funcționare, un rol determinant îl are funcționarea continuă a centralei hidropneumatice, mai ales în condițiile (cele mai des întîlnite) cînd aceasta servește mai multe prese hidraulice.

Se înțelege, deci, că este foarte important ca fiecare utilaj din centrala hidropneumatică să fie menținut într-o perfectă stare de funcționare.

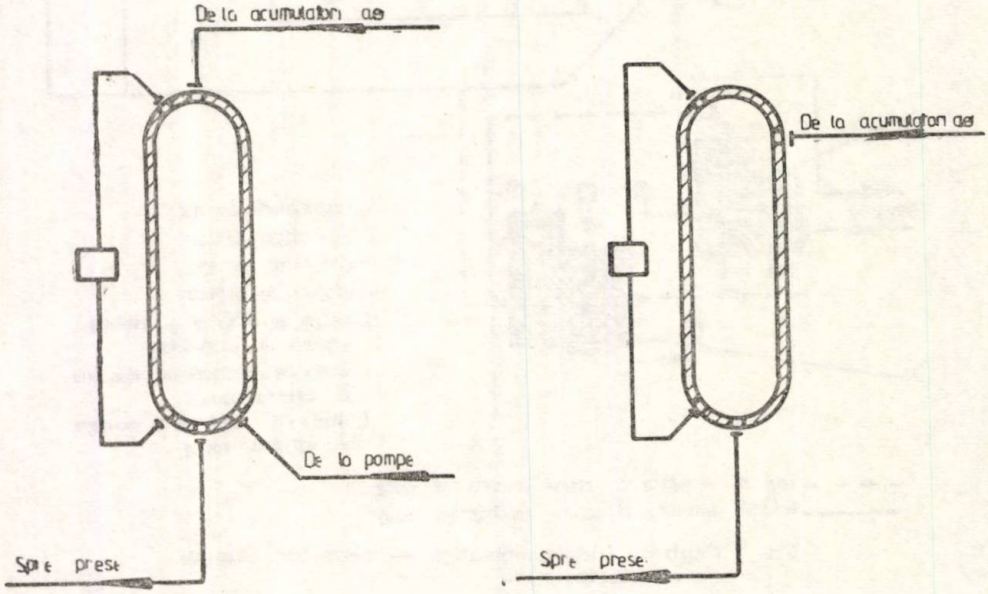


Fig. 2 Soluții constructive pentru acumulatorul de apă-aer.

Se înțelege, deci, că este foarte important ca fiecare utilaj din centrala hidropneumatică

Pentru mărirea siguranței în exploatare, în centrala hidropneumatică, pe lîngă grupurile de pompare necesare pentru asigurarea debitului, se prevede un grup de pompare de rezervă.

Acesta poate fi introdus în locul oricărui grup de pompare în lucru și care la un moment dat se defectează. Acest lucru se realizează prin proiectarea adecvată a instalației de automatizare.

Datorită frecvenței mari de defectare a grupurilor de pompare, se ajunge, în multe cazuri, în siutația ca grupul de pompare prevăzut ca rezervă să nu poată fi reparat în intervalul de timp dintre două defecțiuni ale grupurilor de pompare, astfel încît, în același timp, în CHP vor fi mai multe grupuri de pompare în reparație. În acest caz, ne mai asigurîndu-se debitul necesar pentru utilaje, este obligatorie scoaterea din funcțiune a unora din ele cu influență asupra planului de producție.

Cele mai frecvente defecțiuni ale grupurilor de pompare sînt :

— distrugerea elementelor de etanșare ;

— spargerea blocului hidraulic ;

— ruperea unor elemente ale sistemului de antrenare ;

— griparea bucșelor etc.

In principal aceste defecțiuni se datorează șocurilor hidraulice, care se propagă prin masa de lichid și care se manifestă pe suprafața frontală a plunjerilor, și-într-o măsură considerabilă-defectelor de material și lipsei unei ungeri adecvate.

Dacă defectele din grupa a doua sînt de natură „subiectivă", în sensul că reducerea lor ține de o execuție corespunzătoare a pieselor de schimb și de o exploatare atentă, șocurile hidraulice sînt de natură „obiectivă", ele fiind rezultatul unor fenomene fizice.

Din experiența exploatării grupurilor de pompare, rezultă necesitatea protejării lor, din cel puțin două puncte de vedere :

— reducerea energiei șocurilor hidraulice care ajung pînă la suprafața frontală a plunjerilor ;

— proiectarea aparatelor hidraulice cu un număr cît mai redus de elemente componente, cunoscîndu-se faptul că fiabilitatea unui subansamblu crește atunci cînd numărul elementelor componente scade.

În ceea ce privește siguranța în exploatare a utilajelor componente ale centralei hidropneumatice, se cunoaște faptul că în acumulatorul de apă trebuie păstrat un volum de apă între anumite limite. Aceasta impune realizarea următoarelor deziderate :

— măsurarea directă a nivelului emulsiei prin aparate de măsură, deoarece măsurarea indirectă conține posibilitatea apariției de erori de măsurare ;

— semnalul de comandă trebuie transmis instalației de servocomandă prin intermediul unei instalații (electrice sau de altă natură) cît mai simple și deci cît mai fiabile.

Ținînd seama de considerațiile prezentate mai sus, în cadrul proiectelor, am încercat să găsim soluții noi pentru aparatele hidraulice din centrala hidropneumatică.

Soluții constructive noi în proiectarea aparatelor hidraulice

Unele din soluțiile noi pe care le-am conceput ținînd seama de considerațiile cuprinse în capitolul anterior le vom prezenta în acest capitol, în sensul comparării lor cu soluțiile incluse în centralele hidropneumatice în funcțiune sau în curs de punere în funcțiune.

Bloc de recirculare a pompei de înaltă presiune. Acest aparat are rolul de-a asigura trecerea pompei „din presiune în recirculare". În mod normal, grupurile de pompare sînt acționate cu motoare electrice de mare putere. În consecință, pornirea și oprirea motoarelor electrice nu se pot face la intervale scurte de timp, cerute de nivelul emulsiei din acumulatorul de apă.

Din alt punct de vedere, pentru diminuarea șocurilor hidraulice provocate de trecerea pompei de presiune din recirculare în presiune, este necesar ca trecerea să se facă într-un timp scurt, dar în mod progresiv.

Aceste două deziderate sînt îndeplinite de noua soluție constructivă (fig. 3), care este compusă în principal dintr-un corp forjat în care se montează elementele unui ventil și elementele de etanșare corespunzătoare. În corp sînt practicate trei orificii :

a. un orificiu de legătură cu conducta de refulare a pompei ;

b. un orificiu de legătură cu rezervorul gravitațional ;

c. un orificiu de legătură cu servocomanda.

Deosebirea față de blocul de recirculare existent, (fig. 4), la soluția nouă, orificiul de legătură, „c" este în legătură cu un distribuitor hidraulic, acționat de către un ventil electromagnetic, care primește semnal electric de la instalația de urmărire a nivelului apei în acumulator.

Atunci cînd se primește semnal electric, ventilul electropneumatic comandă distribuitorul hidraulic care obturează orificiul de legătură. În acest moment emulsia pătrunde prin intermediul unei duze ocupînd camera de deasupra ventilului, obținîndu-se închiderea progresivă a acestuia.

Duza respectivă poate fi calibrată corespunzător și poate fi schimbată de cîte ori se decalibrează.

La o comandă primită sau în cazuri accidentale (lipsă tensiune electrică sau aer comprimat), ventilul electropneumatic sau distribuitorul hidraulic eliberează orificiul de legă-

tură, emulsia existentă deasupra ventilului se duce în rezervorul gravitațional, făcînd ca pompa să vehiculeze emulsia în acest rezervor. lului automat de nivel inferior conduce la golirea acumulatorului și intrarea în circuitele hidraulice a aerului comprimat, cu consecințe

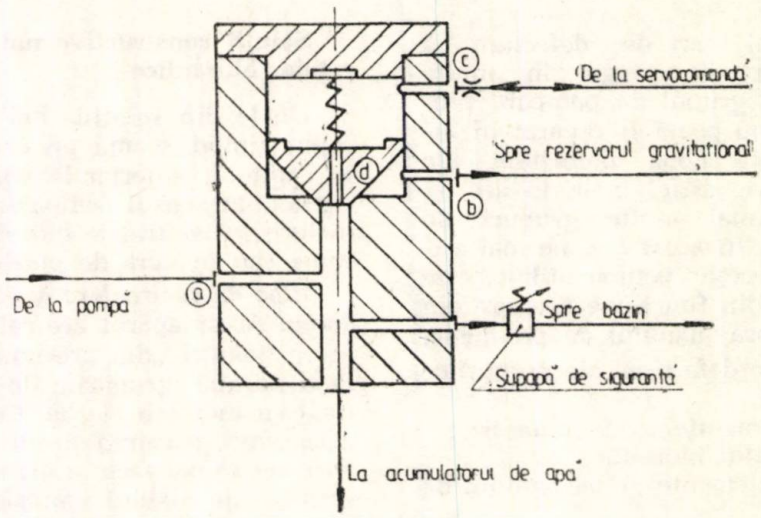


Fig. 3 Soluție constructivă de principiu a ventilului de recirculare — soluția nouă.

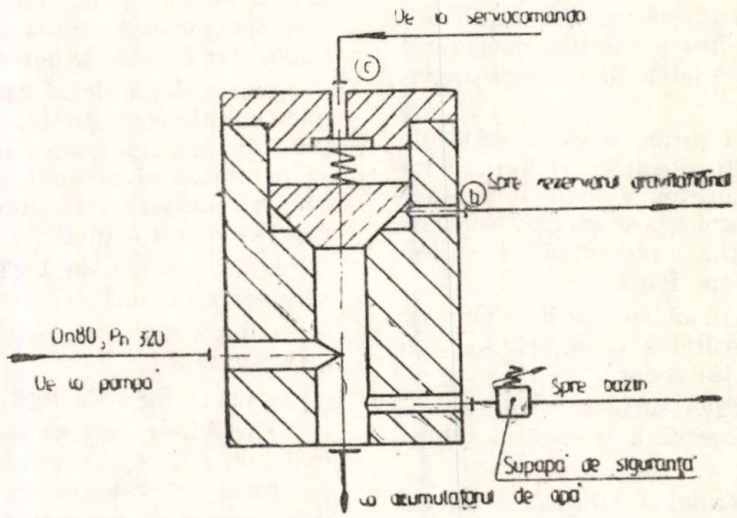


Fig. 4 Soluție constructivă de principiu a ventilului de recirculare — soluția veche.

Avantajele soluției constructive, față de cele existente, sînt :

— trecerea pompei din recirculare în presiune se face progresiv, timpul de trecere fiind reglabil cu ajutorul unei duze ;

— blocul este dotat cu supapă de siguranță pentru stabilirea presiunii emulsiei ;

— construcția este mult mai simplă, ducînd la creșterea fiabilității blocului de recirculare.

Ventil automat de nivel inferior (V.A.N.I.). Acest aparat are rolul de a asigura închiderea promptă a conductei de legătură dintre acumulator și presele hidraulice atunci cînd nivelul în acesta scade sub un nivel minim admisibil. Neînchiderea în timp și în siguranță a ventimari în ceea ce privește timpul care se pierde pentru restabilirea situației normale (aerisirea instalației, completarea cu aer comprimat etc.).

Ținînd seama de acest lucru, se pune mult accent pe funcționarea sigură și la un înalt grad de fiabilitate a acestui aparat.

Din punct de vedere al comenzii ventilului de nivel inferior, atît în varianta veche (fig. 5) și în cea nouă (fig. 6) este aceeași, în sensul că prin intermediul unui aparat de comandă se introduce emulsie de înaltă presiune (de obicei din acumulatorul de apă) în partea superioară a ventilului, caz în care ventilul se închide, separînd acumulatorul de apă de presele hidraulice.

În vederea deschiderii ventilului, în varianta inițială, a fost prevăzut un cilindru hidraulic a cărui tijă acționează ventilul, menținîndu-l în poziția deschis. Acest cilndru implică un număr de 18 repere în plus, cu consecința scăderii proporționale a fiabilității.

emulsiei care se dezvoltă pe umerii ventilului corect dimensionați.

Corespunzător acestei soluții se simplifică și instalația de servocomandă, aceasta reducîndu-se la un distributior hidraulic acționat cu un distribuitor electromagnetic, care asigură

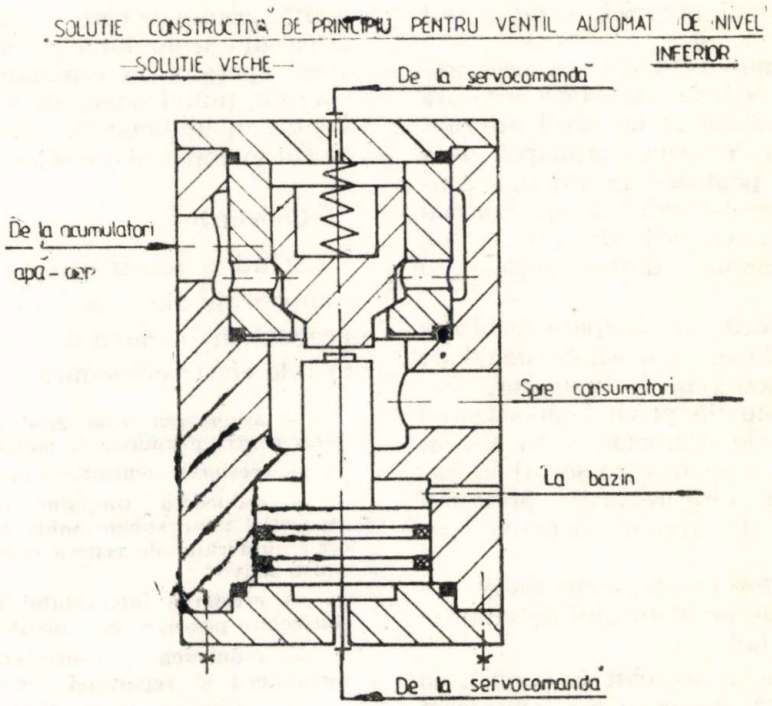


Fig. 5

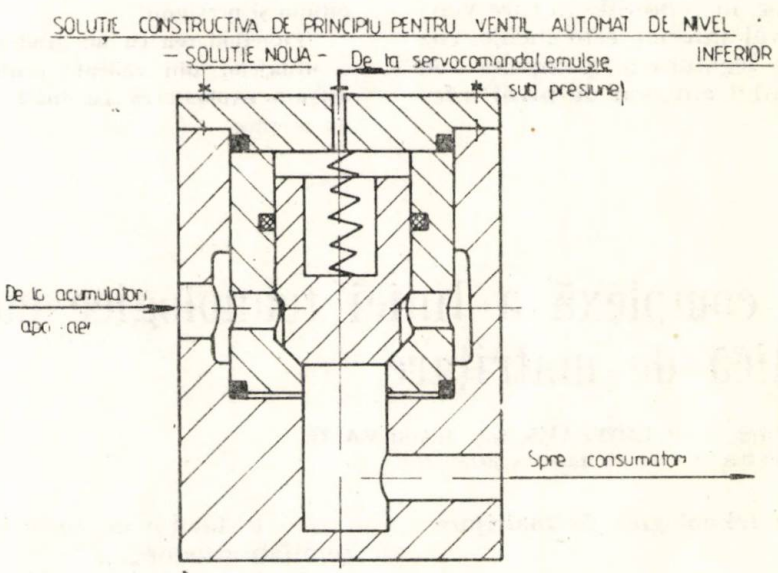


Fig. 6

Eliminînd acest cilindru, ventilul automat de nivel inferior s-a simplificat rezultînd varianta nouă a acestui aparat, care cuprinde un număr total de 12 repere.

Din punct de vedere al funcționării, deschiderea ventilului se face datorită presiunii

alimentarea cu emulsie sub presiune a camerei superioare a ventilului, sau face ca aceasta să fie pusă în legătură cu rezervorul gravitațional.

Atît în cazul blocului de recirculare cît și al ventilului de nivel inferior, se întrevăd variante constructive mai simplificate, în sensul că

direct pe corpul aparatelor se montează distribuitoare hidraulice tip cartuș.

Acumulatorul de emulsie este un aparat hidraulic, component al unei centrale hidropneumatice, care are rolul de a acumula energie hidraulică potențială pe care o furnizează preselor hidraulice. El mai are rolul și de amortizor de pulsații. Această proprietate nu a fost folosită integral pînă acum.

Constructiv, acumulatorul de apă era prevăzut cu un singur orificiu, care face legătura acestuia cu ventilul automat de nivel inferior.

Ținîndu-se seama de scopul principal, de a proteja grupurile de pompare, în varianta constructivă nouă a acumulatorului de apă s-a mai creat un orificiu, la partea inferioară a lui, prin care se face legătura dintre pompe și acesta.

În acest fel, grupurile de pompare furnizează emulsie sub presiune, în masa de lichid de înaltă presiune existentă în acumulator, creîndu-se o bună situație privind amortizarea pulsațiilor de debit ale pompelor, și în același timp, un foarte bun amortizor de șocuri hidraulice care se propagă dinspre prese, protejînd foarte bine pompele de efectele negative ale acestora.

În figura 2 sînt prezentate, comparativ, soluțiile constructive ale amulatorului de emulsie în varianta veche și nouă.

Deși soluția apare ca deosebit de simplă, ea nu a fost practicată, deoarece s-a considerat mai necesar ca pompele să furnizeze emulsie sub presiune preselor, în condițiile în care ventilul automat de nivel inferior este închis, caz în care conducta de legătură a pompelor se montează după ventilul automat de nivel inferior.

Ținînd seama de faptul că în cazul închiderii ventilului automat de nivel inferior, de fapt sursa de presiune s-a defectat, în sensul neasigurării debitului necesar, este obligatorie oprirea instalației.

Pentru a finaliza ciclurile de lucru ale utilajelor, se prevede o conductă suplimentară de înaltă presiune, care asigură un debit redus direct din acumulator și care poate fi utilizat de către operator la comanda manuală a acestor operații, ținînd seama de faptul că la închiderea ventilului automat de nivel inferior este oprit lucrul automat al preselor.

Concluzii

Soluțiile constructive noi ale unor aparate componente ale unei centrale hidropneumatice, propuse în lucrarea de față, conduc la următoarele **efecte economice :**

— asigurarea unui grad de fiabilitate corespunzător pentru grupurile de pompare ;

— creșterea siguranței în exploatare ;

— reducerea timpului necesar întreținerii și reparației unor subansamble ale CHP, datorită reducerii numărului de repere componente și a simplității constructive ;

— creșterea intervalului între două reparații cu consecințe pozitive ale mentenabilității utilajelor ;

— reducerea în consecință a costurilor necesare întreținerii și reparației diferitelor aparate ;

— asigurarea continuității alimentării cu emulsie a utilajelor de presare cu variații minime ale debitului și presiunii.

Funcționarea cu un grad înalt de mentenabilitate a utilajelor din cadrul centralei hidropneumatice, asigură exploatarea cu înalt randament a utilajelor de presare.

CZ : 338.062.214 : 621.979.82

Mecanizare complexă a liniei tehnologice cu presă oleo-hidraulică de matrițare

Ing. Dan **MALAESCU**, ing. Ioan **CIOTLĂUȘ**, ing. RAdu **VASIU**,
ing. Vasile **KOVACS** — I.C.S.I.T.P.S.C.M. filiala Cluj-Napoca

Mecanizare linie tehnologică de matrițare a pistoanelor

Caracteristici principale :

— productivitatea : max. 60 buc./oră ;
— sarcina maximă : 13 kg ;
— materialul semifabricatului : aliaj de aluminiu
— temperatura semifabricatului : max. 500°C.

Mecanizarea complexă este compusă conform figurii 1 din :

— instalație de încălzire prin inducție a semifabricatelor ;

— transportor de piese calde, care asigură transferul semifabricatelor încălzite de la instalația de încălzire prin inducție la mecanismul de alimentare ;

— mecanismul de alimentare care preia semifabricatele de la transportorul de piese calde și le transferă la mîna mecanică de alimentare. Acest mecanism poate manipula toată gama de semifabricate prevăzute în programul

de fabricație, fiind prevăzut cu cupe interschimbabile. Prezența semifabricatului în cupa mecanismului de alimentare este controlată de un

Dispozitivul de suflare și ungere matrițe este alcătuit dintr-un sistem de duze și se acționează pneumatic.

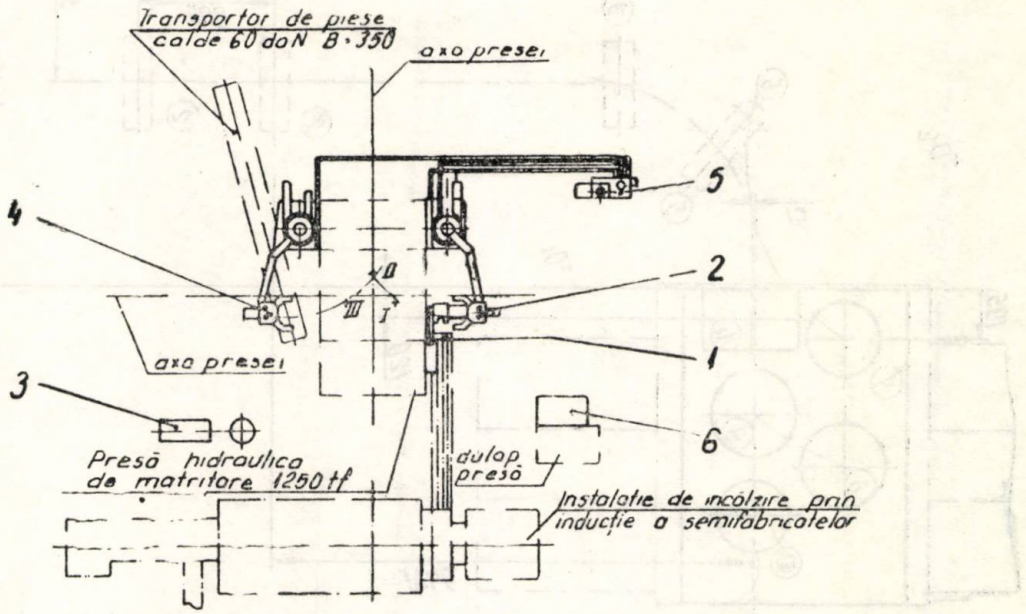


Fig. 1 Mecanizare linie tehnologică de matrițare a pistoanelor la „23 August" București.

LEGENDĂ

1 — mecanism alimentare ; 2 — mînă mecanică pentru alimentare ; 3 — dispozitiv de suflare-ungere ; 4 — mînă mecanică pentru evacuare ; 5 — instalație hidraulică ; 6 — instalație de automatizare.

limitator de cursă acționat prin pîrghie. Acționarea mecanismului de alimentare este hidraulică, cu un cilindru hidraulic de ∅ 40×190 mm. Capetele de cursă sînt realizate de tampoane reglabile, controlîndu-se cu limitatori de cursă ;

— mîinile mecanice pentru alimentare și evacuare cu capacitatea de prindere de 25 kg și care pot manipula piese între ∅ 125 și ∅ 200 mm. Sînt prevăzute cu un mecanism de sesizare a piesei care controlează prezența semifabricatului între bacuri. Acționarea este hidraulică, cu un cilindru hidraulic de ∅ 40× 20 mm. Capetele de cursă sînt controlate cu sesizoare de inducție. Brațul mîinilor este o construcție complet sudată.

Mecanismele de rotație a brațului sînt acționate hidraulic de doi cilindri hidraulici de ∅ 40×160 mm și ∅ 40×80 mm, cu tijă bilaterală. Capetele de cursă sînt controlate de limitatori de cursă. Tot acest subansamblu asigură transmiterea fluidului printr-un racord rotitor cu două căi (presiune și retur) la mîna mecanică.

Suportul mecanismului de rotație, de asemenea, este o construcție complet sudată.

Un alt transportor de piese calde asigură evacuarea semifabricatelor din zona presei.

Instalațit hidraulică asigură cu energie hidraulică toate subansamblele care au incluse elemente hidraulice de comandă și acționare.

Instalația de automatizare este formată din dulap cu aparate și cutii de conexiuni.

Automatul programabil al mecanizării complexe este integrat în A.Pμ al presei oleo-hidraulice de matrițare.

Regimurile de funcționare al acestei mecanizări complexe de matrițare cu presa oleohidraulică sînt :

— automat ;
— reglare.

Mecanizare linie tehnologică de matrițare racorduri (I.U.P. Tîrgoviște)

Caracteristici principale :

— productivitatea ..... max. 45 buc./oră;
— dimensiuni înainte de matrițare :
  — grosime ..... ∅ 80, 100, 110 mm;
  — lungime ..... 190—330 mm ;
— dimensiuni după matrițare :
  — grosime ..... ∅ 100, 113, 133 mm;
  — lungime ..... 260—410 mm ;
— masă semifabricat ..... max. 35 kg ;
— temperatură semifabricat ..... max. 1200°C

Mecanizarea este compusă din :

— mecanism de alimentare care preia semifabricatele de la instalația de încălzire (poz. 1

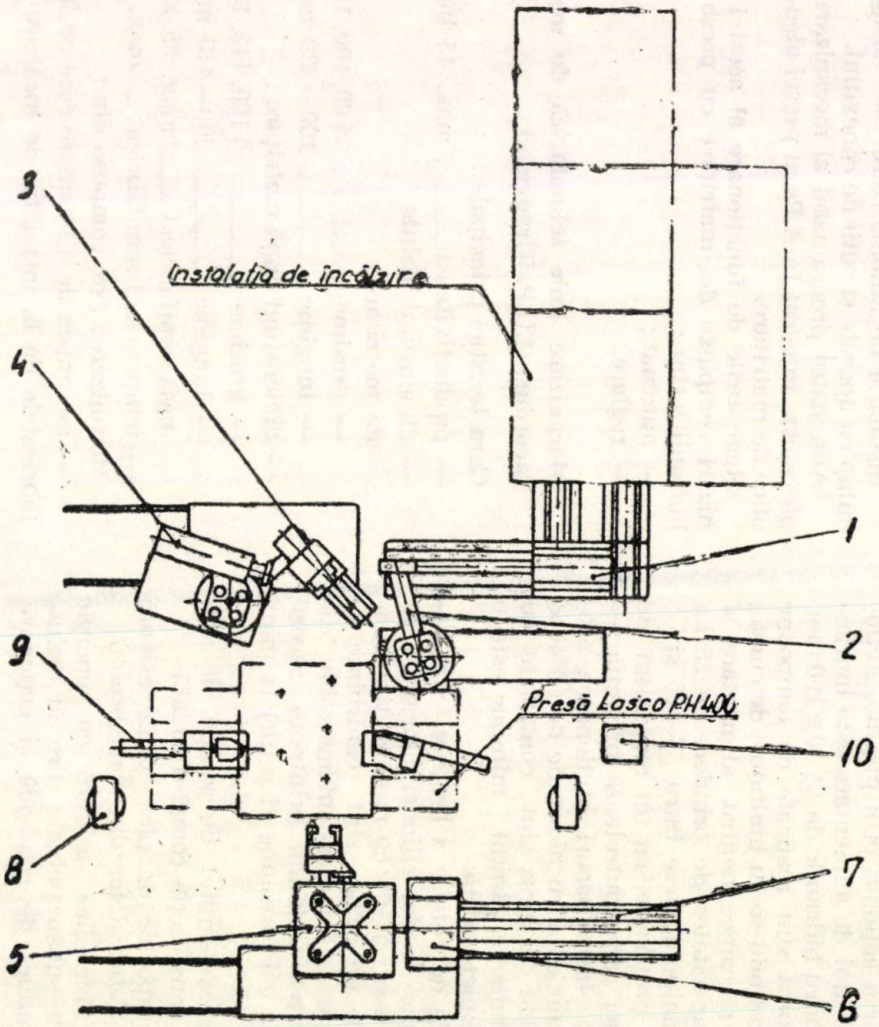


Fig. 2 Mecanizare linie tehnologică de matrițare racorduri la I.U.P. Tîrgoviște.

LEGENDĂ

1 — mecanism de alimentare ; 2 — mînă mecanică de transfer ; 3 — mecanism de basculare ; 4 — manipulator de alimentare ; 5 — manipulator de evacuare ; 6 — presă de poansonat ; 7 — transportor ; 8 — instalație de suflare și ungere ; 9 — mecanism de acționare a duzelor ; 10 — instalație electrică.

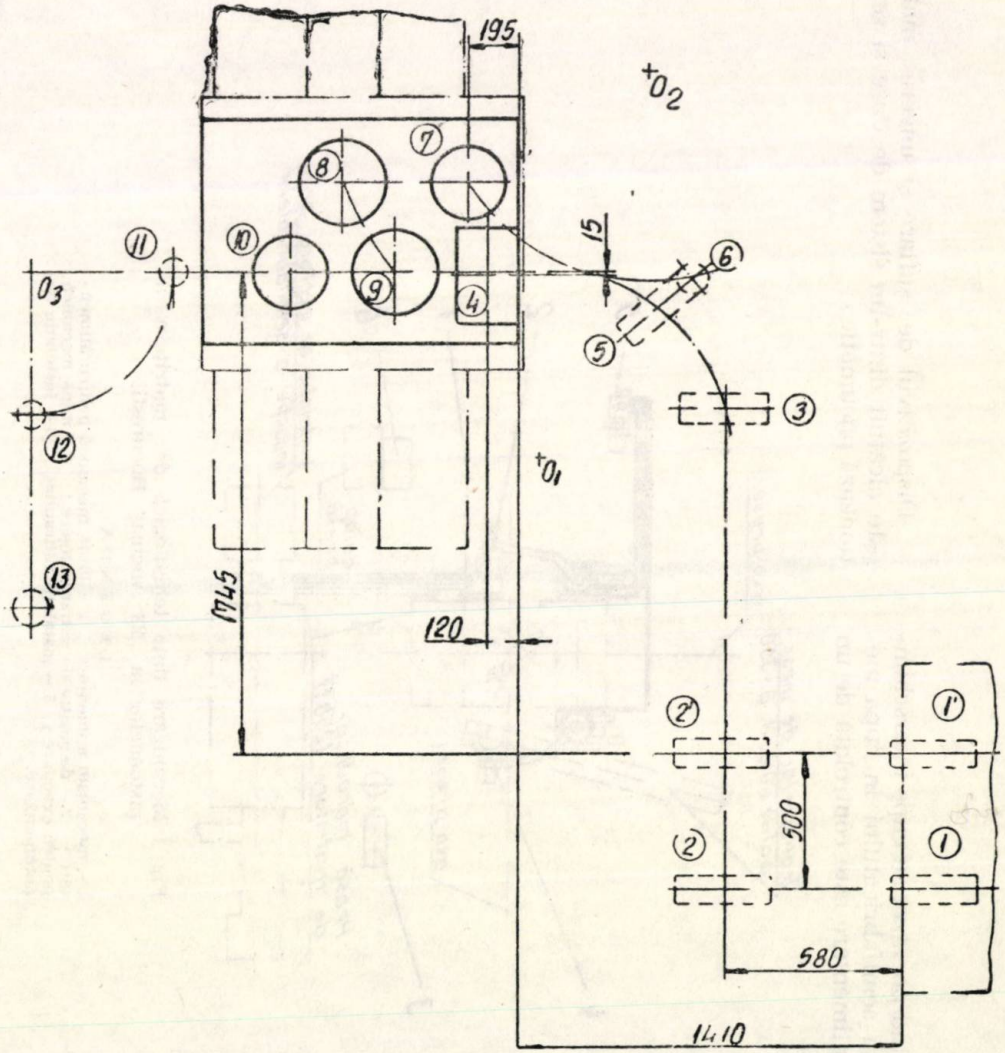


Fig. 3 Amplasare posturi.

și 1') și le transferă la mîna mecanică de transfer (poz. 3). Acționarea este electrică și hidraulică ;

— mîna mecanică de transfer care preia semifabricatul de la mecanismul de alimentare, îl depune la primul post al presei (poz. 4) și în mecanismul de basculare (poz. 5). Acționarea este hidraulică ;

— mecanism de basculare care basculează semifabricatul pe verticală (poz. 6). Acționarea este hidraulică ;

— manipulator de alimentare care preia semifabricatul de pe mecanismul de basculare și îl transferă în următoarele trei posturi ale presei (poz. 7, 8 și 9). Acționarea este hidraulică ;

— manipulator de evacuare care preia semifabricatului de la penultimul post al presei (poz. 9) și îl transferă la ultimul post al presei (poz. 10), la presa de poansonat (poz. 12) și la transportor (poz. 13). Acționarea este hidraulică ;

— presă de poansonat cu acționare hidraulică ;

— transportor cu acționare electrică ;

— instalație de suflare și ungere cu acționare pneumatică ;

— mecanism de acționare a duzelor cu acționare pneumatică ;

— instalație electrică — regimul de lucru fiind automat integrat cu A.Pμ al presei.

CZ : 621.979—82

Prese hidraulice de matrițare

Ing. Ovidiu **PÂSLARU** — I.C.S.I.T.P.S.C.M. București

Presele hidraulice, ca mașini, au apărut în 1875 și s-au bucurat de o largă răspîndire în industrie, fiind utilizate pentru forjare, matrițare, în industria metalurgică, pentru presat cărămizi, în industria aluminiului la presat anozi, în industria ceramică pentru faianță, gresie și la producerea corpurilor abrazive etc.

Avantajele pe care le prezintă aceste mașini au făcut ca ele să capete o largă răspîndire în diferite domenii și să fie continuu perfecționate.

Presele hidraulice de matrițare din gama 250—1600 tf, analizate temeinic în cadrul STE 3862 elaborat de I.C.S.I.T.P.S.C.M. în 1981 și propuse spre asimilare în industria românească, au un domeniu de utilizare larg, fiind întrebuințate la deștunderizare, refulare, întindere, forjare liberă, extrudare, prematrițare, debavurare, matrițare, tragere, perforare, calibrare. Prin adaptarea unor comenzi ce asigură protecție (specifică), se pot adapta și la prelucrarea prin deformare la rece.

Datorită vitezelor mari de lucru, productivitatea este foarte mare, ceea ce face ca aceste utilaje să fie utilizate cu precădere pentru fabricația de serie mare sau de masă.

Forța constantă pe întreaga cursă permite realizarea unor energii de deformare mult mai mari, decît în cazul preselor mecanice de matrițare cu manivelă, de aceeași forță. Acest aspect conturează un domeniu de utilizare deosebit și anume pentru piesele avînd suprafața transversală mică și înălțimea mare, (ca de ex. arbori cu flanșa la capăt, bucșe, pinioane în corp comun cu axul, capete de cruce etc.).

Avantajele oferite de presele hidraulice de matrițare sînt :

— forță maximă de presare disponibilă pe toată lungimea cursei ;

— cursă maximă foarte mare ;

— posibilitatea de a regla cursa de lucru la orice valoare intermediară și de a prestabili mai multe înălțimi de presare (curse) ;

— viteze mari de lucru ;

— precizie ridicată ;

— rigiditate mare ;

— excentricitatea maximă admisă în funcție de forța de presare este foarte mare, în comparație cu alte tipuri de prese ;

— posibilitatea de a efectua mai multe operații tehnologice consecutive, pe aceeași presă, prin dotarea cu mai multe posturi de lucru ;

— spațiul ocupat în hală este foarte mic ;

— posibilitatea de a monta extractoare în masă și berbec, ceea ce permite reducerea pronunțată a conicității tehnologice a sculelor ;

— posibilitatea de diversificare constructivă cu un minim de efort de concepție și execuție pentru adaptarea la utilizări specifice. De ex. matrițarea de precizie, calibrare, extrudare etc. Tipul dimensional se poate stabili corespunzător preciziei dimensionale și excentricității de lucru necesare ;

— funcționare liniștită, fără vibrații ;

— posibilitate de a fi integrate în linii de fabricație complet automatizate.

Aspectul general, gabaritul, precum și principiul de funcționare al preselor hidraulice de matrițare rezultă din figura 1. Presa hidraulică de matrițare se compune din următoarele sub-

ansamble principale : cadrul presei, berbecul, cilindrul de presare, cilindrul extractor, aruncătorii din berbec, instalația hidraulică de acționare, instalația electrică și de automatizare, instalația de răcire etc.

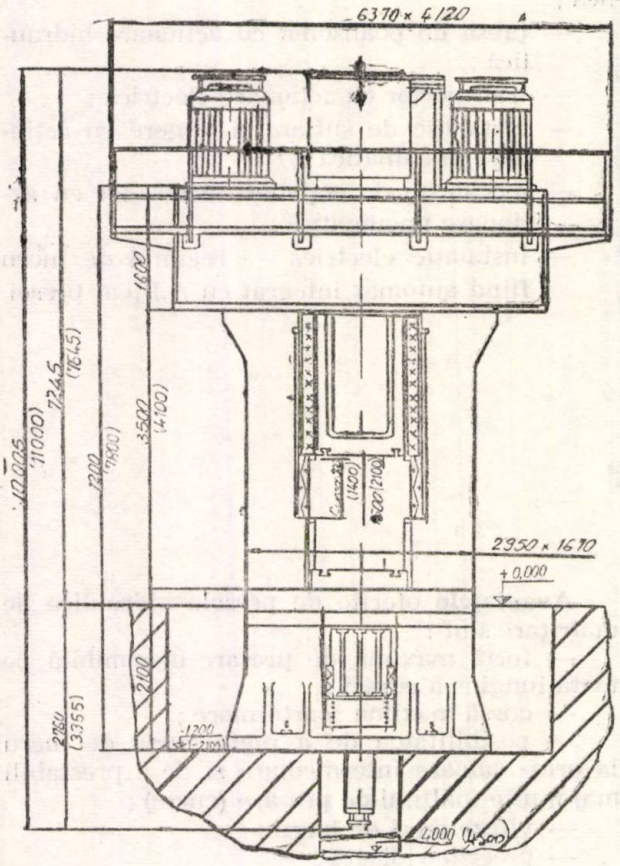


Fig. 1 Presa hidraulică de matrițat de 1250 tf
— standard ;
— (cu cursă lungă).

Cadrul presei este de tip închis, alcătuit din traversa inferioară, la proiectarea căreia s-au avut în vedere considerente de rigiditate, necesitatea de a monta în ea cilindrul și platoul extractor, cît și remodelarea acesteia în cazul preselor de matrițare prin șoc, unde această masă joacă și rolul de șabotă, trebuind deci să aibă o greutate corespunzătoare energiei maxime de lovire.

La partea superioară a cadrului este traversa superioară, care, pe lîngă rolul ei în alcătuirea cadrului pentru asigurarea rezistenței și a rigidității necesare, îndeplinește și funcția de rezervor de ulei și de suport al instalației hidraulice, aceasta fiind în totalitate plasată deasupra presei.

Soluția prezintă avantajul că micșorează la minimum traseele de circulație a uleiului de lucru. De asemenea, spațiul ocupat la sol este minim.

Între cele două traverse se află montanții laterali, prevăzuți cu ferestre la nivelul spațiului de lucru, pentru a permite eventuala translație a pieselor în cadrul unor linii automate.

Rigidizarea traverselor și a montanților în cadru se face cu ajutorul tiranților și al piulițelor. Strîngerea tiranților la valorile prescrise în documentație se face la cald.

Cilindrul de presare este montat în traversa superioară pe la partea de jos și include și ventilul de umplere. Pistonul este de tip diferențial, ceea ce elimină necesitatea de a avea cilindri de revenire. Etanșarea pistonului se face cu segmenți din fontă, iar a tijei cu garnituri în „V". Atît cilindrul cît și pistonul sînt prevăzuți din oțel forjat. Majoritatea firmelor au adoptat această soluție, cu deosebirea că unele execută pistonul prin turnare în cochilă din OT 60 (Banning). Prinderea tijei pistonului de berbec este rigidă, deoarece ghidarea berbecului este suficient de mare pentru a nu transmite la tija pistonului momente însemnate (date de sarcini excentrice).

Berbecul și ghidajele au rolul de a asigura deplasarea cît mai precisă a părții de lucru mobile a presei, preluînd cu deformații minime momentele date de reacțiunile excentrice. Înălțimea berbecului și lungimea de ghidare variază în funcție de destinația presei, fiind minime, la tipodimensiunile folosite la operații de matrițare într-o singură fază pe centrul presei, și maxime, la presele de matrițare prin șoc.

În general, raportul dintre lungimea de ghidare și lățimea berbecului este de 1 : 1, pentru tipurile standard. La tipurile cu destinație multiplă, acest raport este de circa 1,5 : 1, fiind chiar mai mare la presele care lucrează prin șoc (SSP).

Suprafețele de ghidare sînt dispuse ple planurile diagonale ale berbecului la 45°, pentru a permite dilatări diferite ale acestora față de batiu, fără mărirea jocului dintre ele. Ghidajele sînt din oțel cementat sau nitrurat, pe montanți și plăci de bronz sau textolit, pe berbec, sau oțel nitrurat pe ambele piese în mișcare relativă (HASENCLEVER).

Acționarea hidraulică este alcătuită, în principal, din grupuri de pompare, pompe cu pistoane axiale, cu debit variabil, acționate de motoare electrice dispuse vertical, cu pompa imersată în ulei. Pompa (pompele) debitează direct în cilindrul de presare și permite, prin varierea debitului, reglarea vitezei de lucru în mod continuu. Aparatele hidraulice sînt montate pe blocuri hidraulice.

Aceeași instalație hidraulică, cu minime modificări, poate servi la acționarea preselor de matrițare prin șoc. În acest caz berbecul cu matrița superioară este lăsat să cadă prin deschiderea unui circuit hidraulic, care permite

golirea rapidă a uleiului de sub piston, concomitent cu umplerea volumului de deasupra.

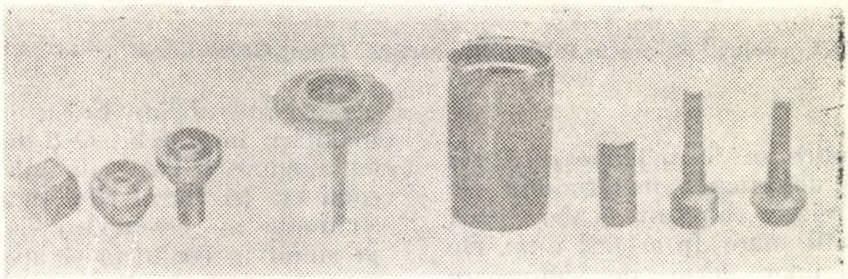


Fig. 2

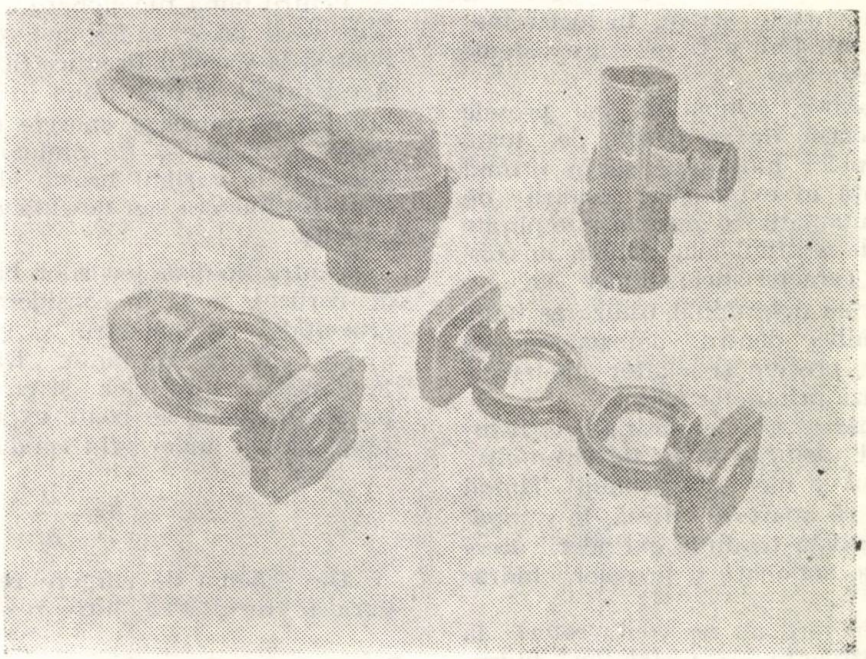


Fig. 3

Viteza de impact obținută este de aproximativ 0,7 din viteza atinsă în cădere liberă. În acest mod de funcționare, acest tip de presă este de fapt un ciocan cu cădere liberă și revenire hidraulică.

Instalația hidraulică permite efectuarea tuturor mișcărilor presei în regimurile de funcționare :

— regim de reglaj, utilizat la punerea în funcțiune, la schimbarea matrițelor, după revizii și reparații. Comenzile se dau de la butoane de pe tabloul de comandă, iar mișcarea are loc atît timp cît se ține contactul ;

— regimul de matrițare este regimul tehnologic de lucru. Comanda se dă din pedale. Acest regim poate avea mai multe variante :

a) matrițare cu extragere din matriță ;
b) matrițare fără extragere din matriță ;
c) matrițare cuh reținere în matriță.

— regimul de ciocan — la cerere — este regimul în care presa funcționează ca ciocan, dacă pedala este menținută apăsată.

În figurile 2 și 3 se prezintă cîteva piese ce se realizează prin matrițare la cald pe aceste prese.

CZ : 621 ·12

Amortizor de şocuri hidraulice cu piston

Ing. Gavril **MASTICI**, subing. Marinela **POPESCU**, subing. Dănuţ **GEAMBAŞU** — I.C.S.I.T.P.S.C.M. Bucureşti

Introducere

Presele hidraulice se caracterizează prin aceea că asigură deformarea materialului la viteze de lucru relativ constante, chiar dacă forţele au o variaţie mare. În acelaşi timp, ele asigură obţinerea unor forţe de deformare mari, datorită faptului că permit acumularea unei energii potenţiale mari, care poate fi transformată, în cursele active, în lucru mecanic de deformare, fără a fi necesare sisteme mecanice de transmitere.

Presele hidraulice, comparativ cu presele mecanice beneficiază, de asemenea, de toate avantajele sistemelor hidraulice şi, în primul rînd, de siguranţă în exploatare, condiţii de mecanizare şi automatizare optime, simplitate constructivă şi dimensiuni mai reduse, în condiţiile aceloraşi caracteristici tehnice etc.

Toate acestea au determinat utilizarea largă a preselor hidraulice pentru deformarea la cald a metalelor, precum şi a altor materiale care se prelucrează prin deformare.

Pentru acţionarea preselor hidraulice, lichidele folosite sînt uleiurile minerale şi emulsia (amestec între apă şi ulei emulsionabil). Ţinînd seama de faptul că apa este ieftină, în comparaţie cu uleiul, există tendinţa extinderii acesteia ca mediu de acţionare a preselor hidraulice.

În prezenta lucrare nu ne vom referi la elementele constituente ale instalaţiei hidraulice de acţionare a unei prese hidraulice şi nici la diversele tipuri de scheme pentru acţionare, ci la fenomenul care apare în cazul acţionării hidraulice, şi anume „lovitura de berbec".

Alimentarea cu emulsie sub presiune a preselor hidraulice

Este cunoscut faptul că între sursa de presiune şi presa hidraulică se interpune un aparat hidraulic, care are rolul de a permite alimentarea cu emulsie sub presiune într-un anumit timp şi la anumite intervale a cilindrilor presei.

Legătura între sursa de presiune şi presă se realizează cu conducte metalice, dimensionate corespunzător presiunii şi debitului fluidului vehiculat.

Funcţionarea aparatului hidraulic interpus între sursa de presiune şi utilizator se bazează pe principiul închiderii şi deschiderii unui organ de distribuţie inclus în el.

În cazul stopării bruşte într-un timp t (s) a înaintării unui debit Q (l/min.), pe o conductă de lungime L (m), volumul de lichid aflat pe conductă (şi trecut deja dincolo de supapa de siguranţă a sistemului) va provoca creşterea presiunii în conductă şi apariţia undei de şoc care se propagă în masa lichidului (lovitură de berbec).

Pentru buna funcţionare a instalaţiei hidraulice de la prese, se impune verificarea conductelor şi la şocuri hidraulice (lovituri de berbec). Acest calcul se face luînd în considerare posibiltatea ca întreaga energie de deplasare a masei de lichid să fie preluată de pereţii conductelor, la variaţii bruşte ale condiţiilor de stare (închiderea sau deschiderea rapidă a unui circuit).

Pentru analiza şocurilor hidraulice (lovituri de berbec), se ia în considerare o conductă orizontală cu diametrul şi grosimea pereţilor avînd valori constante. Dacă notăm prin l lungimea conductelor şi cu a viteza de propagare a undei, se poate exprima perioada de propagare a undei prin conductă sub forma :

$$\theta = \frac{2l}{a} \qquad (1)$$

Din schema de curgere reprezentată în figura 1 rezultă că, între rezervorul **R** şi ele-

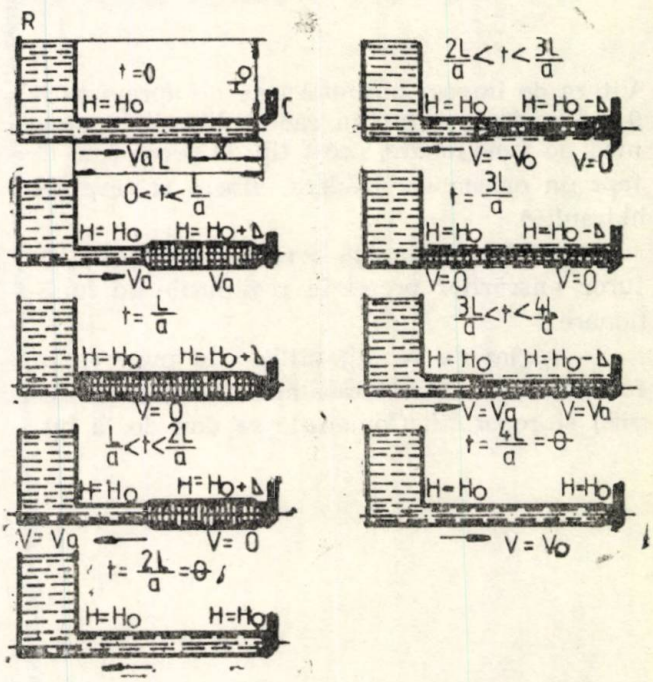


Fig. 1 Schema de producere a şocului hidraulic.

mentul de închidere **C**, toate modificările de stare ale masei de lichid determină şocuri hidraulice, care pot fi analizate luînd în considerare o durată a fenomenului cuprinsă în limitele $t = 0$ şi $t = 2\theta$

Fazele şocului hidrauic pot fi caracterizate prin producerea loviturii de berbec (apariţia suprapresiunii) la elementul perturbator, în momentul închiderii conductei prin clapeta **C**, modificarea sensului de curgere, propagarea undei de şoc spre rezervor, scăderea presiunii în conductă în zona elementului perturbator sub limita valorii iniţiale (depresiune) şi reîntoarcerea undei spre elementul perturbator (clapeta **C**). Producerea undei de şoc depinde de viteza de modificare a stării de mişcare sau de repaos pe care o determină în coloana de lichid elementul de închidere şi deschidere perturbator. Valoarea maximă a suprapresiunii determinate de lovitura de berbec se obţine atunci cînd elementul perturbator este acţionat într-un timp $t_d < \theta$. Cauza şocului hidraulic constă în transformarea energiei cinetice a masei de lichid în lucru mecanic de deformare. Neglijînd pierderile prin frecare se poate scrie că energia cinetică a masei de lichid în mişcare se transformă în lucru mecanic de deformare a pereţilor conductelor şi coloanei de lichid (comprimare). Rezultă prin urmare egalitatea :

$$E_c = L_c + L_a \tag{2}$$

unde :

$$E_c = \frac{\pi \cdot d_c^2}{4} \cdot l_c \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2} \tag{3}$$

— reprezintă energia cinetică a masei de lichid;

$$L_c = \frac{\pi \cdot d_c^2}{4} \cdot d_c \cdot l_c \cdot \frac{P_y^2}{2\delta \cdot E_c} \tag{4}$$

— lucrul mecanic de deformare radială a conductei ;

$$L_a = \frac{\pi \cdot d_c^2}{4} \cdot l_c \cdot \frac{P_y}{2 \cdot E_a} \tag{5}$$

— lucrul mecanic de deformare a masei de lichid.

În expresiile energiei cinetice şi a lucrului mecanic de deformare, semnificaţia termenilor este :

d_c — diametrul conductei ;
l_c — lungimea conductei ;
ρ — densitatea lichidului ;
v — viteza de curgere, în regim normal ;
P_y — presiunea normală din comandă ;
E_c — modulul de elasticitate al materialului conductei ;
E_a — modulul de compresibilitate al lichidului ;
δ — grosimea pereţilor conductei.

Efectuînd înlocuirile şi simplificările corespunzătoare, relaţia (2) devine :

$$\rho \frac{v^2}{2} = \frac{P_y^2}{2}\left(\frac{d_c}{\delta \cdot E_c} + \frac{1}{E_a}\right) \tag{6}$$

şi prin urmare rezultă relaţia lui E.N. Jukovski, sub forma :

$$P_y = \rho \cdot v \left(\frac{\frac{E_a}{\rho}}{1 + \frac{E_a}{E_c} \cdot \frac{d_c}{\delta}} \right)^{1/2} \tag{7}$$

în care :

$$\left(\frac{\frac{E_a}{\rho}}{1 + \frac{E_a}{E_c} \cdot \frac{d_c}{\delta}} \right) = a$$

— reprezintă viteza de propagare a undei şocului hidraulic

Soluţii pentru reducerea şocurilor hidraulice (lovituri de berbec)

Una din metodele de evitare a loviturilor de berbec este realizarea unui regim normal de funcţionare a sistemului de comandă şi de de închidere sau deschidere a ventilelor.

Aceasta presupune înlăturarea posibilităţilor de comandă rapidă a distribuitoarelor.

Se recomandă, de asemenea, realizarea unui regim dinamic de deplasare a traversei, astfel încît să fie evitată apariţia unor forţe perturbatoare cu variaţie rapidă.

Deoarece, în cazul unor prese hidraulice cu regimuri de lucru caracterizate prin frecvenţă mare (de exemplu în cazul operaţiei de forjare de finisare), nu pot fi evitaţi timpi foarte scurţi de închidere şi deschidere a ventilelor, apariţia şocurilor hidraulice nu poate fi evitată.

În acest caz este obligatorie utilizarea unor compensatoare de presiune (fig. 2).

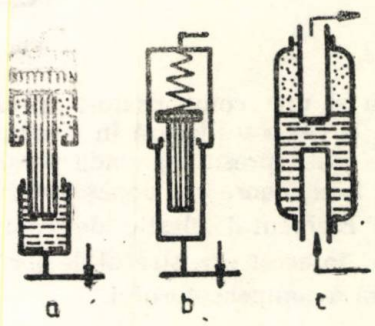


Fig. 2 Compensatoare de presiune.

În cazul compensatoarelor din figurile 2, a şi b, apariţia suprapresiunii determină deplasarea plunjerilor în sus, comprimînd aerul sau

arcul din zona superioară. În acest fel este preluată o anumită cantitate de lichid din circuit, prin mărirea volumului din cilindrul inferior și, în consecință, este diminuat efectul loviturii de berbec. Aceste compensatoare se folosesc în circuitele de presiune înaltă și se montează în apropierea elementelor perturbatoare (distribuitor, ventil de umplere etc.).

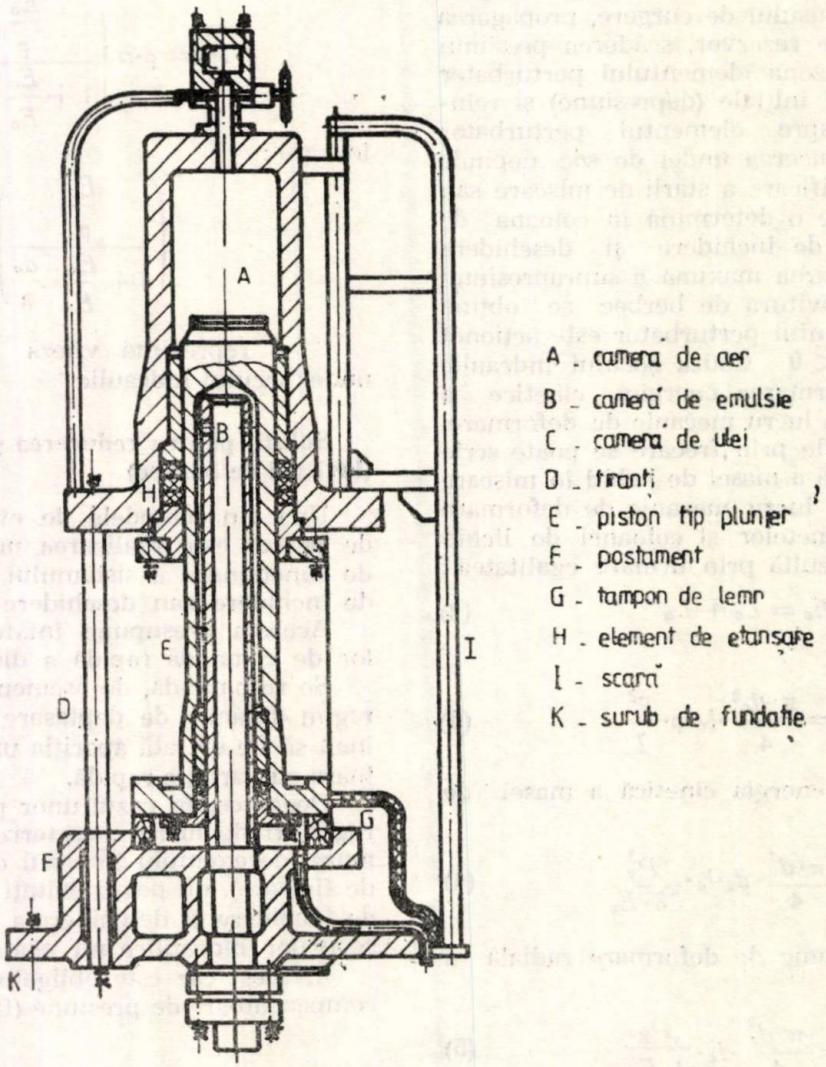


Fig. 3 Amortizor hidraulic cu piston.

Există și un compensator, prezentat în figura 2, c, ce se utilizează în circuitul de umplere (de joasă presiune), unde presiunea normală de funcționare nu depășește valoarea de 160 bar. Elementul elastic de compensare îl constituie, în acest caz, stratul de aer din partea superioară a compensatorului.

Elemente de calcul pentru amortizoarele de șocuri hidraulice cu piston

În cazul stopării bruște a înaintării unui debit de emulsie pe o comandă, volumul de lichid aflat pe conductă în mișcare va provoca creșterea presiunii în conductă, denumită șoc hidraulic. Pentru limitarea creșterii presiunii, cantitatea de energie înmagazinată în masa de lichid trebuie disipată. Acest lucru se face cu ajutorul amortizorului de șocuri hidraulice.

Pentru a amortiza șocurile hidraulice, acesta trebuie să îndeplinească două condiții:

— să aibă un volum util de gaz V_o cel puțin egal cu „montul" pulsației de debit, în intervalul de presiuni $p_o \pm \Delta p$, în care p_o este presiunea nominală :

$$V_o \leqslant \frac{\varkappa \cdot p_a \cdot S^2}{m \cdot \omega_p^2} \qquad (6)$$

— să aibă o frecvență proprie ω_a, cel puțin egală cu frecvența pulsației ω_p (condiție acoperitoare care pleacă de la premiza că sarcina de amortizare revine exclusiv acumulatorului, ignorîndu-se efectul pierderilor de presiune locală și liniare și al pierderilor de presiune

provocate de inertanța lichidului). Formula de calcul al frecvenței proprii este :

$$\omega_a + \sqrt{\frac{\varkappa \cdot p_0 \cdot S^2}{m \cdot v_0}} \geqslant \omega_p \qquad (7)$$

Semnificația notațiilor este următoarea :

v_0 [cm³] — capacitatea totală a amortizorului ;
P_0 [bar] — presiunea de încărcare a gazului, în momentul în care acesta ocupă întreaga capacitate ;
$\varkappa$ [—] — coficientul adiabatic al gazului ;
S [cm²] — suprafața pistonului amortizorului ;
ω_p [s⁻¹] — pulsația întreținută (frecvența modificării stării ventilului) ;
f_p [s⁻¹] — frecvența întreținută ;
T [s] — perioada de apariție a șocurilor hidraulice ;
m [daN.s²/cm] — masa pistonului amortizorului ;
ω_a [s⁻¹] — pulsația proprie a amontizorului.

Exemplu de calcul al amortizorului de șocuri hidraulice cu piston

Generalități. Amortizorul de șocuri hidraulice cu piston a fost proiectat pentru a fi introdus în circuitele de alimentare cu emulsie sub presiune ale preselor hidraulice din linia de osii nr. 1 de la I.O.B. Balș.

În cadrul liniei de osii nr. 1 există următoarele utilaje :

— presa hidraulică de 6300 tf ;
— presa hidraulică de 2000 tf ;
— presa hidraulică de 1250 tf ;
— presa hidraulică de 630 tf.

Aceste utilaje sînt alimentate de la o centrală hidropneumatică comună.

Datorită regimului foarte greu de lucru al PH de 1250 tf și 630 tf (frecvență de lucru >80 lovituri/minut), în circuitele hidraulice sînt generate lovituri de berbec care, în lipsa unor amortizoare de șocuri adecvate, se propagă, ducînd la distrugerea în timp a elementelor părții hidraulice a pompelor de presiune și, în cazuri mai rare, a elementelor părții de acționare.

Scoaterea din funcțiune a grupurilor de pompare duce la nefuncționarea tuturor utilajelor.

În această conjunctură a apărut necesară introducerea în circuitele hidraulice a unui amortizor de șocuri hidraulice cu piston.

Avantajele amortizoarelor cu piston : sînt robuste și pot funcționa la presiuni înalte, dar au dezavantaje ca : inerție mare și frecări și uzuri mai mari față de cele cu cameră de cauciuc.

În cadrul circuitelor hidraulice ale celor două prese, au fost introduse amortizoare cu membrană de cauciuc, care însă nu au fost sigure în exploatare prin distrugerea frecventă a membranei de cauciuc, caz în care amortizorul nu-și mai îndeplinește rolul pentru care a fost prevăzut.

Descrierea părților componente ale amortizorului cu piston. În principal, amortizorul cu piston este compus dintr-o cameră în care există o pernă de aer **A** și o cameră în care intră emulsie sub presiune **B.** Cele două camere sînt solidarizate între ele cu ajutorul unor tiranți **D.** Între cele două camere, ca element de separare, este prevăzut un piston tip plunjer **E,** care este ghidat la partea superioară în camera de aer, iar la partea inferioară în camera de emulsie. Tot ansanblul se montează pe un postament **F,** format dintr-o piesă turnată, în care se găsește și un tampon din lemn **G.**

Etanșarea plunjerului se face cu elemente de etanșare produse în țară **H.**

Alimentarea cu aer a camerei de aer se face prin intermediul unei conducte de aer de la acumulatorii de aer.

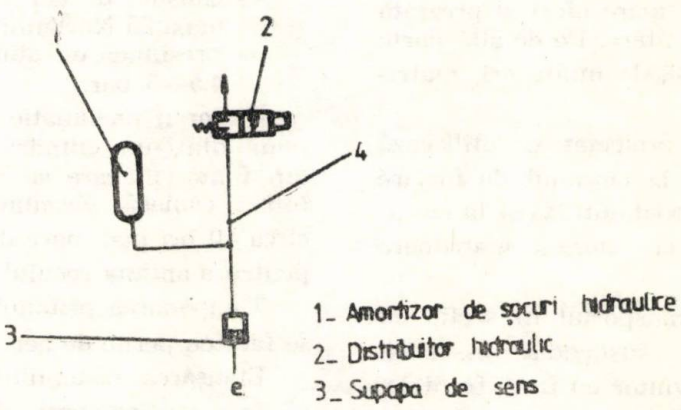


Fig. 4 Schema unui circuit hidraulic cu amortizor de șocuri hidraulice.

Ungerea plunjerului în partea inferioară se face cu ajutorul unei camere de ulei **C,** montată la partea superioară a plunjerului, creînd un depozit de ulei. Nivelul uleiului se controlează cu ajutorul unui dop de preaplin.

Pentru accesul personalului de lucru, la partea superioară a amortizorului, este prevăzută o scară I. Ancorarea amortizorului se face cu ajutorul unor șuruburi de fundație K.

Controlul presiunii în camera de aer se face cu un manometru prin intermediul unui robinet de manometru.

Principiul de funcționare al amortizorului de șocuri hidraulice este descris în continuare.

Presiunea aerului se reglează la o valoare (în jurul valorii de 75 bar) pentru care plunjerul este într-o poziție intermediară (20 ... 40 mm față de tamponul de lemn), atunci cînd în circuitul hidraulic emulsia are o presiune de 200 bar. În momentul apariției șocului hidraulic, care se manifestă printr-o creștere a presiunii pînă la 500 bar, în cazul în speță, plunjerul se deplasează în sus, preluînd o parte din volumul de emulsie și consumînd energia acumulată în masa de lichid.

Prin acest fenomen, energia acumulată în masa de lichid este disipată în momentul și la locul producerii ei, neajungînd sub forma șocului hidraulic la sursa de presiune (grupuri de pompare).

Amortizorul de șocuri hidraulice, în momentul de față, nu este executat, dar un amortizor similar ca principiu de lucru dar dimensionat corespunzător se află în funcțiune la presa hidraulică de 6300 tf de la I.M.G. București.

Scopul prezentării acestui utilaj a fost de a putea fi cunoscut de către beneficiarii de prese hidraulice și care au probleme care pot fi rezolvate prin montarea unor amortizoare de șocuri hidraulice corect dimensionate.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Tabără, V., Tureac, I.*: Mașini pentru prelucrări prin deformare Ed. didactică și pedagogică, București, 1984.

[2] *Marin, V., Moscovici, R., Teneslav*: Sisteme hidraulice de acționare și reglare automată. Probleme practice-proiectare, execuție, exploatare, Ed. tehnică, București, 1981.

[3] *Oprean, A.*: Hidraulica mașinilor unelte, Editura didactică și pedagogică, București 1977.

CZ : 621.97 : 621.73

Ciocan pneumatic de batere pene

Ing. Emil **MUREȘAN**, tehn. Lazăr **RUSU** — I.C.S.I.T.P.S.C.M. filiala Cluj-Napoca

Lucrarea prezintă un ciocan peumatic mobil pentru baterea și dezbaterea penelor la ciocanele abur-aer.

De obicei, baterea și dezbaterea penelor ciocanelor abur-aer din forjă se face manual sau cu berbeci suspendați și balansați manual. Această metodă necesită mare efort și prezintă în plus pericol de accidentare. Pe de altă parte se deteriorează penele și, de multe ori, matrițele.

Ciocanul pneumatic proiectat se utilizează pentru baterea penelor la ciocanul de forjare liberă de 2000 kg și se poate utiliza și la ciocanele de forjare liberă sau ciocane matrițoare de 2 ; 3,15 ; 6,3 t.

Ciocanul poate fi transportat în secție cu ajutorul podului rulant, suspendat în cîrlig, sau cu ajutorul unui stivuitor cu furci frontale.

Baterea penelor se face cu ajutorul berbecului propriu al ciocanului, iar dezbaterea penelor se face cu ajutorul unui bolț ghidat într-un cadru atașat ciocanului la partea din față.

Comanda ciocanului se face de la o manetă.

Legarea ciocanului la rețeaua de aer comprimat se face cu o cuplă rapidă.

Caracteristic tehnice

— energia de lovire ..... max. 200 kgfm
la presiunea de 6 bar ;
— cursa ..... max. 500 mm ;
— nr. bătăi ..... 200/min ;
— consum de aer comprimat .....
max. 25 Nm^3/min ;
— presiunea de alimentare .....
4,5—6 bar.

Ciocanul pneumatic de batere pene se compune dintr-un cilindru pneumatic monobloc din fontă, în care se mișcă pistonul ghidat într-o cămașă. Greutatea cilindrului este de circa 10 ori mai mare decît a echipajului mobil pentru a anihila reculul.

Tamponarea pistonului la capete de cursă se face cu perne de aer.

Etanșarea pistonului în cămașa cilindrului se face cu segmenți. Distribuția aerului comprimat în camerele cilindrului pneumatic se face cu ajutorul unui distribuitor pneumatic cu comandă pneumatică.

Breviar de calcul

Pentru calculul aproximativ al ciocanului considerăm următoarele :

— cursa de lucru a părții mobile se produce la o presiune constantă asupra feței posterioare a pistonului ;

— contrapresiunea pe fața posterioară a pistonului în timpul evacuării este constantă ;

— sub acțiunea presiunii constante, pistonul are o mișcare uniform accelerată.

1) Forța care acționează asupra pistonului este :

$$P = F \cdot p_t,$$

unde :

$F = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 29^2}{4} = 314$ cm² (aria suprafeței pistonului) ;

$p_t = (0{,}7\ p_1 - 1{,}15) = (0{,}7 \cdot 6 - 1{,}15) = 3{,}05$ kgf/cm² (presiunea indicată medie în cilindru la cursa de lucru) ;

p_1 — presiunea de alimentare

$$P = 314 \cdot 3{,}05 = 958 \text{ kgf}$$

2) Durata cursei de lucru a pistonului

$$t = 0{,}0509 \sqrt{\frac{S \cdot G_p}{d^2 \cdot p_t}},$$

unde :

$S = 50$ cm cursa pistonului ;

G_p — greutatea părții mobile ;

d — diametrul pistonului ;

$$t = 0{,}0509 \sqrt{\frac{50 \cdot 200}{20^2 \cdot 3{,}05}} = 0{,}145 \text{ s}$$

3) Durata unui ciclu (cursă dublă)

$$T = t + t_i \cong 2{,}2\ t = 2{,}2 \cdot 0{,}145 = 0{,}32 \text{ s}$$

4) Numărul de lovituri pe minut

$$n_p = 530\ d \sqrt{\frac{P_i}{SG_p}} = 530 \cdot 20 \cdot \sqrt{\frac{3{,}05}{50 \cdot 200}} = 185 \text{ lov/min.}$$

5) Lucrul mecanic al unei lovituri

$$A_i = 0{,}00785\ d^2 p_i \cdot s = 40{,}00785\ \ 20^2 \cdot 3{,}05.50 = 478{,}8 \text{ kgfm}$$

6) Consumul de aer la presiunea de 6 bar

$$Q = 1{,}2\ np \cdot F \cdot s \cdot 10^{-6} = 1{,}2 \cdot 185 \cdot 314.50.10^{-6} = 3{,}5 \text{ m}^3/\text{min.}$$

7) Calculul lucrului mecanic de șoc, considerînd un proces ideal fără pierderi prin frecare și schimb de căldură

$$A_1 = a_y\ F \cdot p_0 (h_m - h_0)\, 10^{-2}$$

unde :

$p_0 = 4$ bar presiunea inițială ;

h_m = cursa maximă ;

h_0 = lungimea spațiului vătămător ;

a_y = coeficient de putere ;

$$a_y = 0{,}8 \frac{\alpha}{\alpha + 0{,}96}$$ unde

$$\alpha = \frac{B^2}{4}$$ și

$$B = \frac{\mu \cdot f}{F} \sqrt{2 \frac{K}{K-1}} \cdot \sqrt{RT_0} \cdot \sqrt{\frac{m \cdot g}{F p_0 (h_m - h_0)}}$$

unde :

$\mu = 0{,}825$ — coeficient de scurgere a gazelor

$f = 7{,}065$ cm² — secțiunea de intrare aer

$$B = \frac{0{,}825 \cdot 7{,}065}{314} \sqrt{2 \frac{1{,}4}{0{,}5}} \cdot \sqrt{2927 \cdot 293} \cdot \sqrt{\frac{200}{314 \cdot 6{,}50}} = 6{,}54$$

$$\alpha = \frac{6{,}54^2}{4} = 10{,}69$$

Coeficientul de putere

$$a_y = 0{,}8 \frac{10{,}69}{10{,}59 + 0{,}96} = 0{,}733$$

Lucrul mecanic de șoc la presiunea de 6 bar

$$A_1 = 0{,}733 \cdot 314 \cdot 4 \cdot 50 \cdot 10^{-2} = 460{,}3 \text{ kgfm}$$

Energia de lovire la cursă va fi :

$$E_1 = L_i \cdot \eta_m$$

$$L_i = A_1 \cdot \eta_i$$

$$E_1 = A_1 \cdot \eta_m \cdot \eta_i$$

unde :

$\eta_m = 0{,}85$ — randamentul mecanic ;

$\eta_i = 0{,}5$ — randamentul indicat.

$$E_1 = 460{,}3.0{,}85.0{,}5 = 195{,}6 \text{ kgfm}$$

Calculul parametrilor cinematici (cursă, viteză, accelerație) s-a făcut mai exact după [4], pe calculator după următoarea schemă logică.

S-au obținut următoarele valori :

— viteza maximă la faza de acționare :

$$V_{1\,max} = 1{,}54 \text{ m/s}$$

— energia de lovire la cursa maximă

$$E_1 = \frac{m \cdot V_{1\,max}^2}{2} = \frac{200 \cdot 1{,}54^2}{2} = 237 \text{ kgfm}$$

— timpul la faza de acționare :

$$t = 0{,}001 \cdot 102 = 0{,}102 \text{ s}$$

— timpul la faza de întoarcere :

$$t_4 = 0{,}001 \cdot 185 = 0{,}185 \text{ s}$$

— timpul unui ciclu :

$$T = 0{,}102 + 0{,}185 = 0{,}287 \text{ s}$$

— numărul de lovituri $n = \frac{60}{T} = \frac{60}{0{,}287} =$

= 209 lovituri/min.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Moldovan, V.* : Utilajul secțiilor de forjă. Editura Tehnică, București, 1965.

[2] *Radcenco, Vs. ș.a.* : Calculul și proiectarea elementelor și schemelor pneumatice de automatizare. Editura Tehnică, București, 1971.

[3] *Cosoroabă, V. ș.a.* : Acționări pneumatice. Editura Tehnică, București, 1971.

[4] *Sudakovici, D.I. ș.a.* : Îndrumător pentru mașini-unelte portabile. I.D.T., București, 1955.

CZ : 621.753 : 681

Dispozitiv de rotire și presare

Ing. Ioan **PATAKI**, subing. Ștefan **KOVACS** — I.C.S.I.T.P.S.C.M. filiala Cluj-Napoca

Prezentul dispozitiv a fost proiectat pentru P.H. 6000 tf, având rolul de-a roti nicovala superioară a presei, atașînd-o traversei mobile a presei. Rotirea nicovalei superioare este necesară în forjarea plăcilor tubulare și a discurilor flanșelor aferente turbinei N.I.C. de 700 MW.

Dispozitivul ar urma să înlocuiască mesele rotative care necesită manevrări greoaie, respectiv o construcție robustă a mecanismului de rotire.

Caracteristici tehnice principale

— tipul acționării ..... pneumatic ;
— turația sculei ..... 4,68 rot/min ;
— puterea motorului ..... P=15 CP
de acționare (11,04 kW) ;
— turația motorului ..... N_{nom}=900 rot/min;
— presiunea de lucru ..... p=5 bar ;
— consum aer ..... Q=12.000 l/min.

Dispozitivul se compune din (fig. 1) :
— dispozitiv de rotire propriu-zis, (**1**) ;

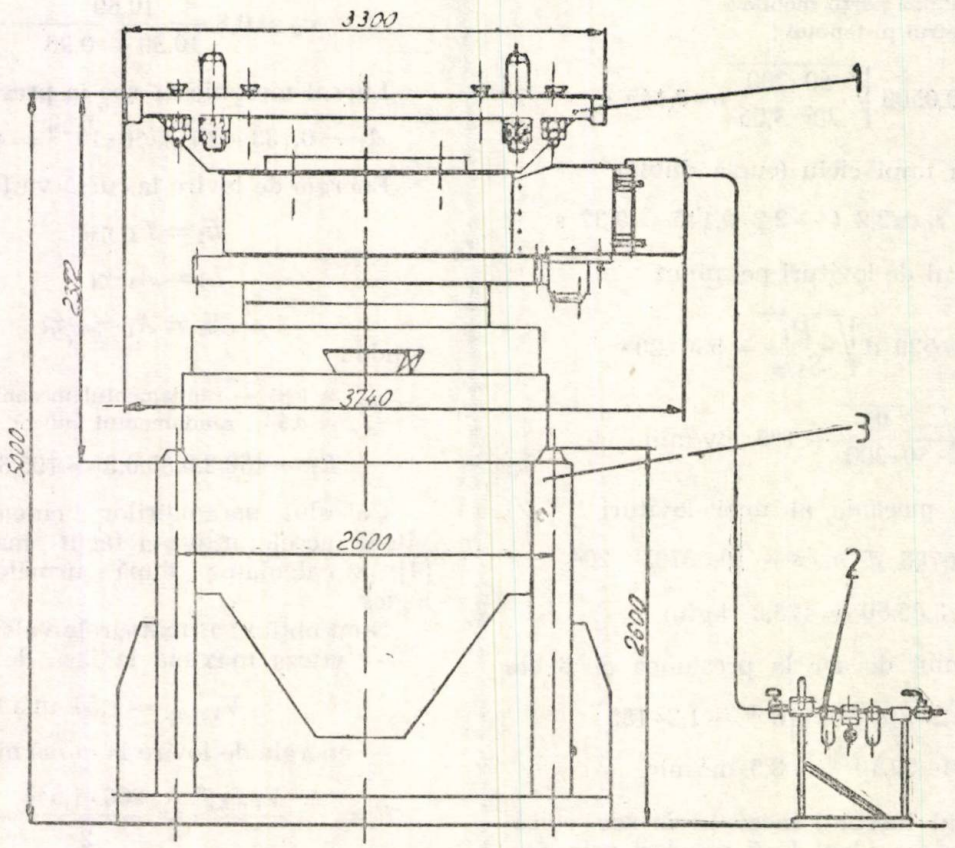


Fig. 1 Dispozitiv de rotire și presare.

LEGENDA
1 — dispozitiv propriu-zis ; 2 — instalație pneumatică ;
3 — suport.

— instalație pneumatică, (2) ;
— suport, (3) ;

Dispozitivul propriu-zis se compune dintr-un suport superior, care se prinde pe traversa mobilă a presei și susține întregul ansamblu în funcționare, un suport central care permite rotirea sculei sprijinite pe un rulment axial oscilant, respectiv suportul nicovalei.

Acționarea se face cu un motor pneumatic rotativ (I.M. Bistrița), care, prin intermediul unui reductor melcat, acționează roata dințată, roata făcînd corp comun cu suportul central al dispozitivului. Suportul central este susținut de o tijă, care se sprijină pe un rulment radial-axial oscilant. Pe acest suport se montează suportul nicovalei, respectiv nicovala.

Pornirea și oprirea dispozitivului de rotire și presare se realizează cu ajutorul distribuitorului cu comandă manuală, montat pe panoul instalației pneumatice.

În componența dispozitivului mai intră un suport 3 care este necesar la montarea, demontarea, respectiv transportul dispozitivului propriu-zis. Acest suport preia nu numai greutatea dispozitivului, ci și greutatea traversei mobile a presei.

În timpul baterii penelor de fixare a nicovalei, se vor folosi două bolțuri ∅ 100 care rigidizează partea mobilă de partea fixă a dispozitivului, bolțuri care în timpul funcționării se vor îndepărta.

Instalația pneumatică aferentă dispozitivului de rotire este simplă, compusă dintr-un distribuitor manual, grup preparare, respectiv robineți.

Operația de rotire a nicovalei se execută numai după retragerea traversei mobile și după îndepărtarea nicovalei superioare de pe piesa supusă forjării.

Dispozitivul permite și o fixare rapidă de traversa mobilă a presei, în acest caz folosindu-se zăvoarele hidraulice din traversă. Utilizarea acestui tip de dispozitiv elimină importul dispozitivelor similare.

CZ : 621.866

Cric hidraulic de 4000 tf

Ing. Eugen **NAGY**, ing. Augustin **DRAGOSTE** — I.C.S.I.T.P.S.C.M. filiala Cluj-Napoca

Cricul hidraulic de 400 tf este destinat efectuării probelor statice și dinamice la maxipresa de 4000 tf și la alte prese cu forța nominală pînă la 4000 tf.

Caracteristici tehnice principale :

— forța nominală de 4000 tf ;
— presiune de lucru 460 bar ;
— dimensiuni de gabarit ∅ 1500×1000.

Cricul hidraulic de 4000 tf este format dintr-un cilindru cu plunjer și o instalație de acționare hidraulică.

Cilindrul cu plunjer este format dintr-un cilindru cu fund, în interiorul căruia sînt introduse două bucșe cu ghidare și garnituri manșetă. Plunjerul glisează în interiorul bucșelor de ghidare. Etanșarea este asigurată de garniturile manșetă, strînse prin intermediul capacului de închidere și fixate cu șuruburi. Aerisirea interiorului se face printr-un aerisitor înșurubat în partea superioară a plunjerului.

Instalația de acționare hidraulică este formată dintr-o stație de pompare tipizată („Steaua Roșie" București), care realizează preumplerea cilindrului la presiunea de circa 300 bari, și o pompă de înaltă presiune (cca. 460 bari) cu acționare manuală, cu aparatele aferente.

Modul de funcționare

Cilindrul cu plunjer montat se transportă și se așează pe masa maxipresei. Sub baza cilindrului cu plunjer se așează adaosuri astfel încît între suprafața inferioară a berbecului, în poziție coborîtă, să rămînă un spațiu de 10—30 mm.

Se scoate din funcțiune extractorul inferior al maxipresei. Se racordează cu tuburi flexibile cilindrul cu plunjer la instalația hidraulică. Se aerisește cilindrul, apoi se coboară berbecul maxipresei în poziția inferioară.

Manometrul 2 este etalonat în tf astfel că la presiunea de 460 bari corespunde o forță a cricului de 4000 tf. În aceste condiții se execută măsurările statice ale maxipresei (determinarea deformării organelor presei, calculul rigidității, măsurarea caracteristicilor de precizie geometrică la sarcina nominală).

În poziție ridicată a plunjerului cilindrului, se pot efectua probe dinamice (probă de anduranță pe stand), deoarece, la cursele de coborîre ale berbecului maxipresei, plunjerul va presa asupra volumului de ulei închis în cilin-

drul cricului și la fiecare cursă se va dezvolta în cric forța de 4000 tf. După cîteva curse ale

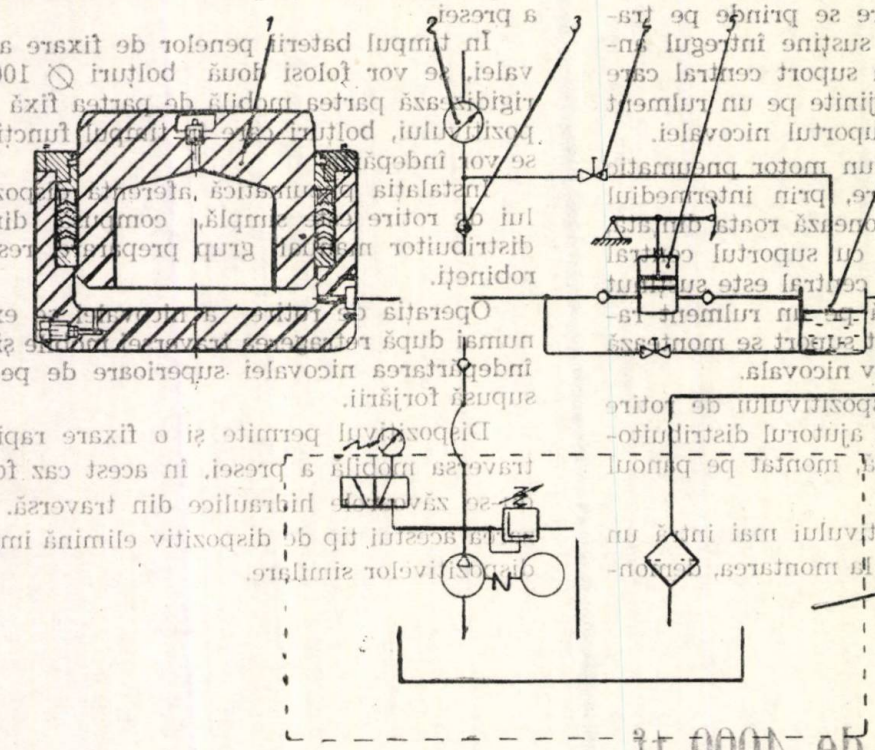


Fig. 1

cilindrului, de la racorduri și aparatele instalației hidraulice, se va reface proba statică de

berbecului maxipresei, datorită pierderilor inerente de ulei prin garniturile de etanșare ale

ridicare a presiunii în cric, pînă la valoarea corespunzătoare forței nominale a presei.

RECENZII

„CARTE FRUMOASA *)

Înainte de a intra în subiect, ne permitem să amintim cititorilor o evoluție :

1. Pentru a putea realiza un autoturism destinat păturilor mai largi ale populației (fabricat în cantități mari și la un preț accesibil acestora), uzinele Ford au lansat, în anul 1913, un nou concept de organizare și desfășurare a fabricației, acela la producției de masă prin asamblarea pe linii de montaj specializate cu tact impus.

Procedeul s-a extins repede și conceptul „benzii de montaj" a influențat apoi în mod profund tehnica de asamblare în producția de masă pe întreg parcursul acestui secol.

Acest concept de asamblare avea ca principale avantaje :

— folosirea de personal cu calificare redusă (calificare „pe operații") ;

— mecanizare redusă a benzilor de montaj;

— reducerea sensibilă a ciclului de montaj, cu efecte favorabile asupra spațiului necesar

. . . . . ."

și a volumului de capital imobilizat în producție neterminată și, în consecință, o reducere importantă — în raport cu procedeele anterioare — a costurilor de producție.

Pe parcursul aplicării sale, această metodă de asamblare a manifestat însă și importante neajunsuri, printre care :

— o mare rigiditate, întregul parc de echipamente mecanice fiind specific unui model dat ; trecerea de la un model la altul implică înlocuirea, practic, a întregului echipament, ceea ce necesită investiții importante și imobilizarea pentru mult timp a liniilor de asamblare (din aceste motive, schimbările de model nu aveau loc decît la intervale de ordinul a 5 ani și mai mult) ;

— obligă la serii de fabricație foarte mari, pentru a se putea amortiza investițiile în linia de asamblare și echipamentele ei ;

— obținerea de variante de execuție sau de dotare („opțiuni") este foarte dificil de urmărit și deosebit de costisitoare ;

*) „Carte frumoasă, cinste cui te-a scris"
Ex libris, Tudor Arghezi

— tactul benzii nu poate fi modificat decît în limite foarte strînse, de unde o adaptare foarte dificilă și costisitoare la variații ale cererii pieții ;

— lipsa unui reper, oricît de neînsemnat duce la oprirea — extrem de costisitoare — a benzii de montaj ; de aici nevoia de a se apela la mai mulți furnizori pentru același reper și aceea de a se asigura, la unitatea de asamblare, stocuri de repere pentru cel puțin 30 zile ;

— calitatea activității de asamblare cu suficiente lipsuri ;

— monotonie extremă a activității muncitorilor.

2. Nevoia de creștere a ritmului și a calității au determinat încercări de automatizare mecanică a operațiilor de asamblare dar acestea s-au dovedit a fi :

— foarte costisitoare ;

— mult prea rigide, putîndu-se aplica numai pentru operații pe produse simple (rulmenți etc.).

3. Încercări de a „umaniza" activitatea de montaj și a ameliora calitatea produselor prin renunțarea la procedeele de asamblare pe bandă transportoare și trecerea și în industria de autoturisme la metode de asamblare „pe grupe" individualizate, au fost făcute de Volvo la începutul anilor '70 fără rezultate remarcabile.

4. Criza economică mondială, declanșată la sfîrșitul anilor '70 ca urmare a creșterii importante a prețului petrolului, s-a manifestat — în ceea ce ne privește — prin două aspecte majore :

— reducerea sensibilă a cererii de produse industrializate ;

— creșterea brutală a dobînzilor.

Piața stagnantă și chiar în scădere a ascuțit mult competitivitatea dintre producători care au trebuit să țină seama mult mai atent de variațiile gustului pieții și de varietatea de dorințe individuale ale clienților, deci să imagineze și/sau să adopte metode de fabricație care să permită adaptarea ușoară a procesului de producție la modificări frecvente ale programului de fabricație, schimbări ale produsului realizat sau ale nivelului de echipare a acestuia, cu asigurarea concomitentă a unei calități mai bune și a unor costuri de producție mai mici.

Aceste exigențe depășeau cu mult posibilitățile vechilor concepte ale producției de masă, care nu au putut face față crizei și au sucombat practic în mai puțin de un deceniu.

5. Cerințele spre o fabricație mai flexibilă erau deja în mare parte pregătite și au putut fi rezolvate mai întîi la nivelul producției de repere unde :

— prin gruparea reperelor cu morfologie similară (= tehnologii de grup) ;

— apoi prin introducerea diferitelor generații de comenzi numerice la mașinile-unelte ;

— prin celule flexibile de fabricație deservite de manipulatoare și apoi de roboți industriali, s-a răspuns în cea mai mare parte cerințele de flexibilitate, productivitate, calitate și costuri, realizîndu-se concomitent și importanți pași pregătitori pentru a se putea trece la sisteme flexibile și în operațiile de asamblare a produselor.

6. Pe această bază, la începutul anilor '80, metodele de fabricație flexibilă s-au aplicat și perfecționat — îndeosebi în industria de autovehicule — constatîndu-se că acest nou concept, asociat organic cu implementarea mult mai intensă a mijloacelor de prelucrare electronică a datelor în ansamblul proceselor de conducere a producției și cu aprovizionarea fără stocuri, pe principiul „just in time", aduce avantaje economice spectaculoase producătorilor și economiei în ansamblu, obținîndu-se în principal :

— reducerea costurilor de finanțare a producției, prin reducerea stocurilor și a ciclurilor de fabricație ;

— reducerea costurilor directe de producție prin creșterea productivității și a calității execuției ;

— ameliorarea desfacerii prin calitatea produselor, răspuns mult mai prompt la dorințele individuale ale clienților și la fluctuațiile pieții și posibilitățile pe care le-a creat de menținere a unor prețuri de desfacere convenabile ;

— reducerea sensibilă a suprafețelor necesare procesului de fabricație.

7. Procesul este încă în plină evoluție și anume :

— mult mai avansat în domeniul producției de repere (unde procedeele de prelucrare sînt mai puțin numeroase și mai simple) ;

— abia la început de confirmare în domeniul activităților de montaj, care, prin natura lor, sînt mult mai complexe și mai diverse.

Nivelul la care s-a ajuns pînă astăzi, adică acela de confirmare a posibilităților tehnice și a avantajelor economice ale introducerii sistemelor flexibile de montaj folosind roboți și manipulatoare este rezultatul eforturilor făcute de cîteva mari concerne producătoare de autovehicule și concerne ale industriei electrotehnice care au dispus de potențialul tehnic de concepție și de mijloacele imense de finanțare pe care le implică :

— elaborarea conceptului de fabricație flexibilă — inclusiv operațiile de montaj — în cadrul sistemului complex de fabricație asistată de calculator ;

— proiectarea și realizarea echipamentelor specifice ;

— roboți, inclusiv dispozitivele de apucare și senzori ;

— echipamente electronice de comandă și control ;

— sistemele specifice de paletizare, transport și depozitare ;

— revizuirea concepției produselor și a tehnologiilor de fabricație pentru a le face compatibile cu noile procedee de asamblare ;

— integrarea armonioasă a acestora în procesul mai amplu al fabricației asistate de calculator ;

— implementarea întregului în unități de producție noi ;

— formarea personalului de conducere și deservire a acestor noi unități.

Subliniem cele de mai sus pentru a scoate în evidență faptul că :

— fabricația flexibilă, inclusiv sistemele flexibile de asamblare, nu constituie o modă cu o condiție hotărîtoare de competitivitate în multe domenii ale producției industriale și nu exclusiv în producția de foarte mare serie, dar

— adoptarea sa într-o unitate de producție dată nu este un proces simplu și în orice caz nu poate fi tratată cu amatorism ci presupune în mod obligatoriu o pregătire foarte competentă cu luarea în considerație a progreselor realizate în domeniu dar și a evoluției prevăzute pentru întreprinderea și produsul în cauză, a costurilor pe care le implică și a etapelor ce se impun.

Printr-o simbioză deosebit de reușită, fabricația flexibilă a evoluat în strînsă corelare cu introducerea metodelor de prelucrare electronică a datelor în toate sectoarele de activitate ale producției industriale de anumită importanță, efectele economice majore obținîndu-se tocmai din această evoluție paralelă cu influențări pozitive reciproce.

Pentru întreprinderile industriale de anumită importanță și pentru toate cele care intenționează să se dezvolte sau măcar să se mențină și prin export, aceste două căi nu pot fi evitate dar ambele sînt costisitoare, implică modificări de anvergură și investiții importante, deci nu pot fi introduse decît cu multă prevedere.

* * *

Acestea fiind datele problemei, nu putem decît să ne bucurăm de apariția — în Editura Tehnică, a lucrării :

„Sisteme flexibile de montaj cu roboți și manipulatoare"

scrisă cu mult profesionalism de inginerii **Ion Crișan, Gh. Drăgănoiu** și **Aristide Predoi.**

Cartea, bazată pe cunoașterea celor mai recente realizări și publicații din domeniul procedeelor flexibile de asamblare, se adresează în primul rînd proiectanților de sistem (șefilor de proiect) care ar avea ca sarcină ridicarea nivelului tehnic și de competitivitate al unui sector de producție, prin introducerea celor mai noi procedee de fabricație (montajul fiind însă unul din sectoarele mari consumatoare de manoperă).

Cunoașterea problemelor tratate în această lucrare este însă tot atît de necesară și de utilă și

— proiectanților de produse și tehnologilor care nu mai pot întîrzia în a concepe produsele, respectiv metodele de fabricație, astfel încît ele să fie compatibile cu noile concepții de asamblare ;

— organelor de decizie din întreprinderi și centralele industriale care trebuie să aibă o imagine clară și actualizată, atît a avantajelor pe care le oferă aceste procedee cît și a dificultăților care trebuiesc cunoscute și prevenite.

Deși autorii declară de la început că se adresează unor cititori despre care se presupune că dispun deja de suficiente cunoștințe din domeniu, materialul este tratat foarte clar și accesibil, lucru facilitat de o bună sistematizare, și este completat cu o bogată trimitere bibliografică la finele fiecărui capitol.

Sînt prezentate mai întîi sistemele flexibile de montaj, conceptul, evoluția și modul de realizare, capitolul încheindu-se cu elemente orientative privind alegerea unei soluții concrete pentru montaj, folosind roboți și manipulatoare.

Urmează expunerea, în patru capitole distincte, a principalelor elemente componente ale unui sistem flexibil de montaj :

— roboți și manipulatoare de montaj,

— dispozitive de apucare pentru roboți și manipulatoare folosite în montaj,

— sensori specifici,

— echipamente de comandă,

Sînt prezentate apoi, detaliat, exemple concrete de sisteme flexibile de montaj obținute în ramurile :

— industriei mecanice (inclusiv sisteme cu robocare),

— industriei de aparate electrice,

— industriei electronice.

Lucrarea se încheie cu un capitol care tratează problemele specifice ale proiectării produselor destinate a fi asmblate pe linii robotizate.

Domeniul tratat de autori în această lucrare este în plină efervescență și multe aspecte vor evolua încă, pînă la trierea și stabilizarea unor soluții.

Lucrarea este însă foarte valoroasă tocmai ca punct de intrare în domeniu, cu atît mai mult cu cît foarte buna sistematizare a informațiilor oferite permite cititorului să-și constituie pe această bază o „matrice" în care să ordoneze ușor ideile și informațiile pe care le va mai întîlni ulterior.

De aceea recomand tuturor inginerilor din ramurile industriilor constructoare de mașini și electrotehnice :

„Citiți această carte și citiți-o acum".

ing. Aurel Popa

OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ
pentru
INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI

difuzează în anul 1988

materiale de informare despre realizări din țară și din străinătate privind preocupările actuale în domeniul construcțiilor de mașini, de ex.: programul energetic, valorificarea surselor proprii de materii prime, calitatea produselor, economisirea materiilor prime și reciclarea deșeurilor, productivitatea muncii etc.

Materialele sînt grupate în serii:

Simbolul	Denumirea seriei
	REALIZĂRI ALE CERCETĂRII ROMÂNEȘTI
RCM	Revista „Construcția de mașini"
ID	INFORMARE DOCUMENTARĂ asupra nivelului progresului tehnic pe plan mondial în industria construcțiilor de mașini
	Informări pentru cadre de conducere:
IDCM	Informare documentară în construcția de mașini
IDCM-C	Informare documentară în construcția de mașini — conjunctură
IDCM-E	Informare documentară în construcția de mașini-energie
IDCM-O	Informare documentară în construcția de mașini-organizare
IDCM-PM	Informare documentară pentru protecția muncii
	Informări pentru specialiști:
IDT	Informare documentară în turnătorii
IDTT	Informare documentară pentru tratamente termice
IDPP	Informare documentară pentru prelucrări prin deformare plastică
IDS	Informare documentară pentru sudori
IDPR	Informare documentară pentru prelucrări la rece
IDCC	Informare documentară pentru calitate și control
IDMK	Informare documentară pentru prognoză și marketing
IDAR	Informare documentară pentru automatizare, robotizare
IDRC	Informare documentară privind reducerea consumurilor de materiale și energie

Simbolul	Denumirea seriei
	SINTEZE DOCUMENTARE privind **nivelul tehnic pe plan mondial** în industria construcțiilor de mașini
SID	Noutăți în diverse domenii
	REALIZĂRI ALE UNITĂȚILOR MICM
CO, CTN, CMA, CA, PTN, SE, CSSM, RSM, CES, CTO, CT	**Cataloage de fișe tehnice** de produse, tehnologii și mecanizări, automatizări autoutilări, SDV-uri Realizări deosebite, omologări standarde etc. Realizări în sudare Echipamente de sudare Produse tipizate, descrieri de tehnologii
	DOCUMENTE NORMATIVE
BI	**Buletinul intern MICM**
NT	Normative tehnice
LPCM, R	Liste de prețuri în construcția de mașini, reduse
ITC	Indicatoare tarifare de calificare
NPM	Normative și ghid de protecția muncii în construcția de mașini
	MATERIALE DOCUMENTARE **în ajutorul proiectării și al producției**
	CERCETĂRI COMPLEXE DE INFORMARE ȘTIINȚIFICĂ ȘI TEHNICĂ
CCIST-R și P	Cercetări retrospective și continui
SIDCM-A și B	Sistemul de informare documentară automatizat, pentru articole de revistă și brevete

OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI — OID—ICM

71102 Calea Victoriei Nr. 133, București, sector 1

Telefon 50.31.30 Căsuța poștală 22-125

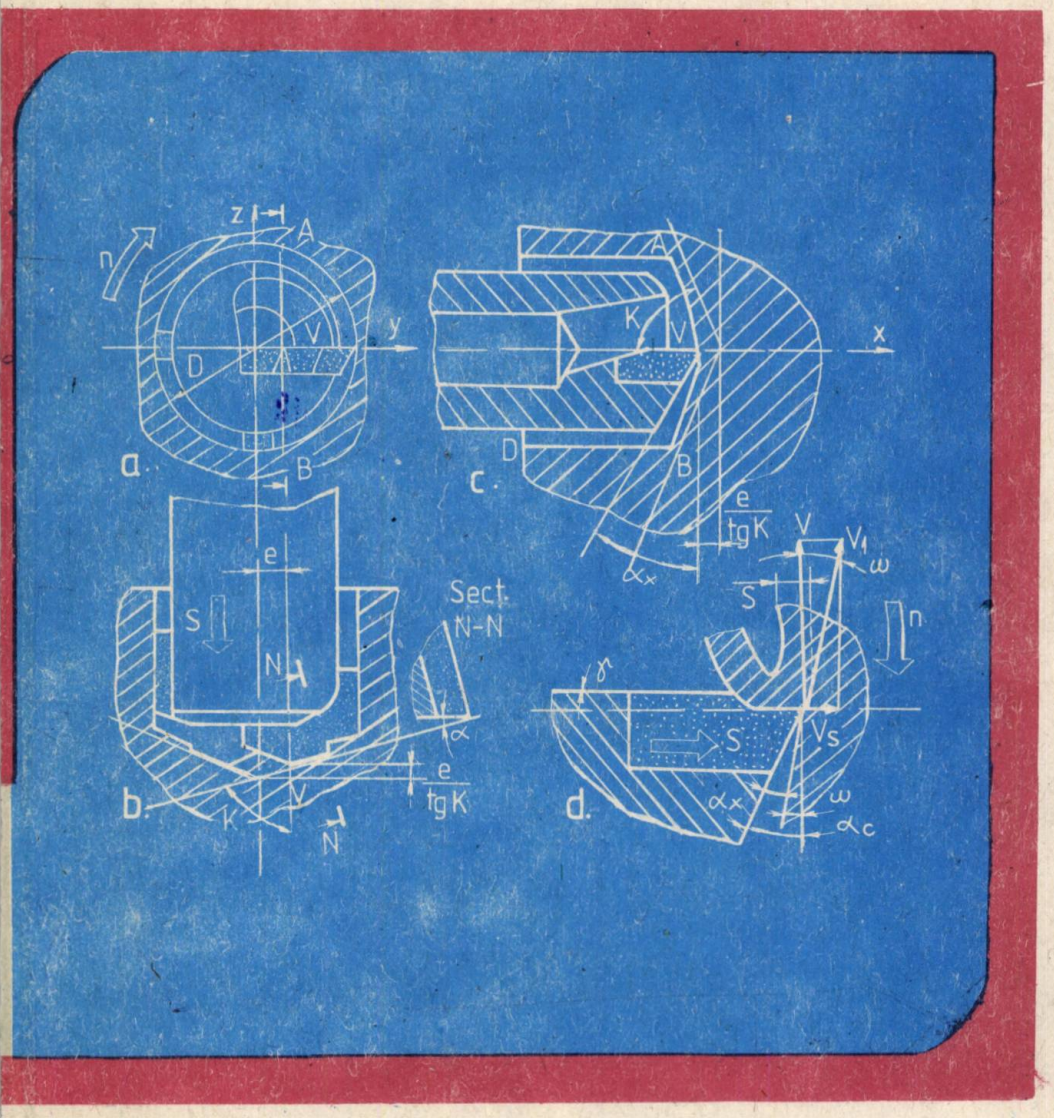
1990 JAN 24

DESPRE PROGRESUL TEHNIC ÎN CONSTRUCȚIA DE MAȘINI DIN ȚARĂ ȘI STRĂINĂTATE VĂ PUTEȚI INFORMA PRIN :

- PUBLICAȚIILE OID—ICM
- DOCUMENTAREA CU CALCULATORUL (SISTEMUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ ÎN CONSTRUCȚIA DE MAȘINI, SID—CM)

E 3279
REFERÁLVA
R 1989 -10- 19

CONSTRUCTIA DE MASINI



- Încercarea materialelor
- Prelucrarea metalelor
- Sisteme flexibile de producţie

GSE

BUCUREŞTI ■ XXXXI ■ IULIE ■ 1989

7

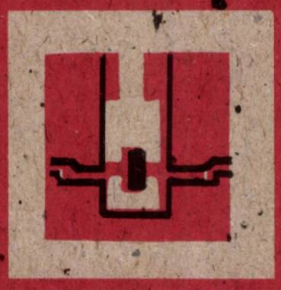
M. I. C. M. — I. C. C. M.
OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ
pentru
INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
71102 Calea Victoriei 133, s. 1, București, OP. 22
tel. 50 31.30

UN SPRIJIN PREȚIOS

în activitatea dv. obțineți prin informațiile difuzate de O.I.D pentru industria construcțiilor de mașini

pentru TURNĂTORI

pentru TRATAMENTIȘTI



pentru FORJORI MATRIȚERI

pentru STRUNGARI FREZORI

pentru SUDORI

Găsiți soluții tehnice eficiente pentru reducerea consumurilor de materiale și de energie, posibilități de creștere a productivității muncii, informații pentru elaborarea prognozelor și determinarea perspectivelor.

I. C. T. C. M.
PENTRU O.I.D. — I.C.M.
CONT BANCA 30.16.7.01.01.
B.N. R.S.R. filiala Sector 4
BUCUREȘTI
Șos. Olteniței nr. 103, Sector 4
Cod 75651

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
EDITOR: OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
ANUL XXXXI, 7 iulie 1989

CUPRINS

Încercarea materialelor

RAȘEEV, D., MARCU, M., SĂVULESCU, MARIE JEANNE, DRĂGHICI, GH.: **Cercetări privind realizarea depunerilor de materiale inoxidabile pe oțeluri turnate de îmbunătățire** 323

NICA, M., MATACHE, GH., DRAGNEA, MARIANA: **Cercetări privind formarea și transformarea structurii unui superaliaj cu bază nichel** 328

Prelucrarea metalelor

OPRAN, C., VLASE, A.: **Contribuții privind tehnologia de execuție a găurilor pătrate utilizînd teoria generării prin așchiere cu directoare cinematică** 333

COZMÎNCĂ, M., CONSTANTINESCU, C.: **Elemente de bază în proiectarea burghielor pentru alezaje lungi** 341

VLASE, A., OPRAN, C.: **Cercetări teoretico-experimentale privind stabilirea relațiilor pentru forțe și momente la găurirea oțelului inoxidabil 2 Cu Mo Ni Cr 250** 349

PETRUȘ, I., PINTEA, V., OPREA, A.: **Paste de lepuire-produs nou, destinat superfinisărilor, fabricat în țară** 353

PĂSCUȚ, MELANIA: **Lubrifianți anorganici pentru prelucrarea la cald a metalelor** 357

CIOBANU, O., CIURESCU, I.: **Metodă automată de detensionare prin vibrare a corpurilor metalice** 362

Sisteme flexibile de producție

TOPAL, D.: **Modularea utilajelor și a liniilor de montaj-etapă importantă în automatizarea flexibilă a montajului, p. II-a** 364

Proiectare cu calculatorul

GRECIUC, T., BOTEZ, MAGDALENA: **Croirea semifabricatelor dreptunghiulare din tablă subțire de pe bandă** 372

Revista apare sub îndrumarea
Consiliului științific al Institutului Central pentru Construcții de Mașini

Redactor șef: ing. Teodosia Oprescu
Redactor: Șerban Teodorescu

SUMARE

CZ : 620.18 : 620.178 : 620.179.14

Raşeev, D., Marcu, M., Săvulescu, Marie Janne, Drăghici, Gh. : **Cercetări privind realizarea depunerilor de materiale inoxidabile pe oţeluri turnate de îmbunătăţire**

Conform A.P.I. Spec. 6 A, pentru creşterea rezistenţei la coroziune a echipamentului de prevenire şi etanşare de la gura sondei, în zona canalelor de etanşare ale asamblărilor prin flanşe, se depune un strat de material inoxidabil. Sînt impuse condiţii de structură şi duritate atît în depunere cît şi în zona influenţată termic. În lucrare se prezintă rezultatele cercetărilor privind stabilirea materialelor şi tehnologiei de depunere, pentru a se putea îndeplini aceste condiţii. Sînt cercetate atît variante de depunere cu electrozi austenitici, cît şi cu aliaje de tip Inconel.

Construcţia de maşini, 41 (1989), nr. 7, 5 fig., 2 tab., 3 ref. bibl.

CZ : 620.18 : 539.4

Nica, M., Matache, Gh. Dragnea, Mariana : **Cercetări privind formarea şi transformarea structurii unui superaliaj cu bază nichel**

Utilizînd tehnici de microscopie electronică cu baleiaj şi prin transmisie, completate cu date de microanaliză de raze X, lucrarea prezintă rezultatele cercetărilor efectuate pentru evaluarea compoziţiei şi morfologiei fazelor prezente într-un superaliaj cu bază nichel.

Au fost evidenţiate două generaţii de precipitări de fază — Ni_3 (Al, Ti, Nb), precum şi carburi complexe care se descompun în timpul tratamentului termic. Duratele mari de menţinere la temperaturi ridicate în timpul încercării la fluaj au favorizat dezvoltarea fazei σ.

Construcţia de maşini, 41 (1989), nr. 7, 10 fig., 1 tab., 4 ref. bibl.

CZ : 621.951

Opran, C., Vlase, A. : **Contribuţii privind tehnologia de execuţie a găurilor pătrate utilizînd teoria generării prin aşchiere cu directoare cinematică**

În prima parte a lucrării se prezintă unele consideraţii teoretice privind generarea suprafeţelor poligonale, ocazie în care se justifică eficienţa dezvoltării ideii de prelucrare a găurilor poligonale prin generare cu directoare cinematică, utilizînd o sculă specială, proiectată adecvat. În continuare se prezintă cinematica necesară realizării găurilor poligonale, stabilindu-se cu această ocazie ecuaţiile parametrice ale traiectoriei tăişurilor sculei aşchietoare. În partea a doua a lucrării se prezintă unele elemente necesare proiectării sculelor speciale în funcţie de numărul de laturi şi dimensiuni ale găurii poligonale, metodologia de stabilire a regimului de aşchiere şi funcţionarea dispozitivului realizat în vederea prelucrării găurilor poligonale.

Construcţia de maşini, 41 (1989), nr. 7, 8 fig., 5 ref. bibl.

CZ : 621.951.45

Cozmîncă, M., Constantinescu, C. : **Elemente de bază în proiectarea burghielor pentru alezaje lungi**

În ultimii ani procedeele obişnuite de prelucrare a alezajelor lungi sînt înlocuite cu procedee moderne de mare productivitate, la care aşchiile sînt evacuate cu ajutorul lichidelor de aşchiere la presiuni mari. Alezajele cu diametrul sub 30 mm se prelucrează cu burghie monotăiş tip 3/4 şi BTA, iar alezajele cu diametrul mai mare ca 30 mm se prelucrează cu burghie tip BTA şi Ejector. Ca urmare, în această lucrare, pe baza unor analize teoretice şi a unor cercetări experimentale, se prezintă o nouă metodă de alegere a procedeului optim de prelucrare a alezajelor lungi. Pentru burghiele tip 3/4, BTA şi Ejector se prezintă parametrii geometrici optimi avînd în vedere criteriul forţelor de aşchiere şi criteriul siguranţei evacuării aşchiilor. Rezultatele obţinute pot fi utilizate direct în proiectare.

Construcţia de maşini, 41 (1989), nr. 7, 8 fig., 1 tab., 24 ref. bibl.

CZ : 621.951 : 669.15–94

Vlase, A., Opran, C. : **Cercetări teoretico-experimentale privind stabilirea relaţiilor pentru forţe şi momente la găurirea oţelului inoxidabil 2 Cu Mo Ni Cr 250**

În lucrare se prezintă unele rezultate experimentale obţinute la găurirea oţelului inoxidabil 2 Cu Mo Ni Cr 250, mijloacele şi metodele de determinare a forţelor şi momentelor de aşchiere în funcţie de parametrii regimului de lucru. Din rezultatele experimentale şi prelucrarea acestora, rezultă contribuţia originală a autorilor la determinarea structurii şi exponenţlor politropici din relaţiile forţelor şi momentelor de aşchiere. Avînd în vedere că aceste oţeluri inoxidabile ridică probleme deosebit de dificile în producţie, autorii îşi aduc o modestă contribuţie la îmbogăţirea literaturii de specialitate cu date noi şi utile ce privesc domeniul prelucrărilor mecanice.

Construcţia de maşini, 41 (1989), nr. 7, 12 fig., 3 tab. 3 ref. bibl.

CZ : 621.923.5

Petruş, I., Pintea, V., Oprea, A. : **Paste de lepuire — produs nou, destinat superfinisărilor, fabricat în ţară**

Se prezintă o explicaţie teoretică asupra modului de acţiune, în timpul şlefuirii, al granulelor abrazive înglobate într-o pastă de lepuire, proprietăţile generale şi specifice ale materialelor abrazive utilizate la fabricarea pastelor de lepuire, factorii de influenţă la utilizare, precum şi indicaţii generale de utilizare.

Construcţia de maşini, 41 (1989), nr. 7, 4 fig., 1 tab., 11 ref. bibl.

CZ : 621.892

Păscuţ, Melania : **Lubrifianţi anorganici pentru prelucrarea la cald a metalelor**

Lucrarea enunţă considerentele teoretice şi rezultatele experimentale, privind utilizarea ca lubrifianţi a sticlelor, în tehnologiile de prelucrare la cald a oţelurilor carbon şi a oţelurilor înalt aliate sau inoxidabile. Sînt prezentate rezultatele concrete ale acestor experimentări efectuate în atelierele Forjă din I.U.C. Făgăraş.

Construcţia de maşini, 41 (1989), nr. 7, 5 fig., 3 tab., 4 ref. bibl.

CONTENTS

DC : 620.18 : 620.178 : 620.179.14

Rașeev, D., Marcu, M., Săvulescu, Marie Jeanne, Drăghici, Gh. : **Research concerning stainless materials deposited on cast quenched and tempered steels**

According to API Spec. 6 A, in order to improve corrosion ressitence of the well head blow-out-preventing and packing equipment, in the zone of flange assembly packing grooves a layer of stainless material is deposited. Certain conditions concerning structure and hardness are imposed both during the deposition and in the heat affected zone. In the paper are presented the results of the research studies regarding the determination of deposit materials and technology in order to meet these conditions. The variants of depostion with austenitic electrodes as well as with nickel alloys are studied.

Construcția de mașini, 41 (1989), no. 7, 5 figs., 3 tabs., 3 bibl. paps.

DC : 620.18 : 539.4

Nica, M., Matache, Gh. Dragnea, Mariana : **Studies concerning the formation and the transformation of the structure of a Ni — Base superalloy**

Using SEM and TEM technique completed with X Ray microanalyses data, this paper presents the results of research works performed in order to estimate the compostion and the morphology of the phases present in a nickel-base superalloy. Two generations of phase preciptations — Ni_3 (Al, Ti, Nb), as well as complex carbides, which decompose during heat treatment were emphasized. Long periods of holding at high temperatures during creep testing, generated phase development.

Construcția de mașini, 41 (1989), no. 7, 10 figs., 1 tabs., 4 bibl. paps.

DC : 621.951

Opran, C., Vlase, A. : **Contributions regarding the square holes performance technology using the theory of generation by kinematic guidance chip cutting**

The first part of the work refers to certain theoretical considerations on the polyhedral surface generation. This justifies the development of the ideea of the polyhedral holes performance by means of kinematic guidance generation using a special, adequately designed tool. Further on, the kinematic required for the polyhedral holes performance is presentd, thus establishing the parametric equation of the theory of bit trajectory. The second part of the work refers to certain elements required for special tools designing according to the polyhedral hole side number and dimensions as well as the chip cutting condtion determination methodology and the operation of the device achieved for the polyhedral holes machining.

Construcția de mașini, 41 (1989), no. 7, 8 figs., 5 bibl. paps.

DC : 621.951.45

Cozmîncă, M., Constantinescu, S. : **Basic elements in the design of drills for deep-holes**

In recent yars the ordinary drilling of the deep-holes has been replaced by high by productive modern systems, in which the chips are ejected by the cutting fluid at high pressure. Deep-holes up to 30 mm in diameter are drilled with gun drills and BTA drills. If the diameter of deep-hole exceds 30 mm, Ejector or BIA drills are used. Therefore, in this paper, on the basis of theoretical analysis and experimental investigation, a new method of establishing the optimum system for deep-hole drilling is presented. The optimimum geometry parametres for the gun, BTA and Ejector drills are established in acordance with cutting forces and security chip ejection criteria. The results can be directly used in the design calculations.

Construcția de mașini, 41 (1989), no. 7, 8 figs., 1 tabs., 24 bibl. paps.

DC : 621.951 : 669.15–94

Vlase, A., Opran, C. : **Theoretical experimental researches on the relations between 2 Cu Mo Ni Cr 250 stainless steel drilling strengths and moments**

The work includes certain experimental researches obtained at 2 Cu Mo Ni Cr 250 stainless steel drilling as well as the means and methods employed in the determination of cutting strengths and moments according to the working condition parametres. The authors' genuine contribution in the determinaton of the structure and polytropic exponents in the relatonship between cutting strengths and moments springs from the experimental results and their processing. Taking into consideration the extremely dificult problems these stainless steels raise in production, the authors bring their contribution to enlarge the literature with new and useful data on the mechanical processing range.

Construcția de mașini, 41 (1989), no. 7, 12 figs., 1 tabs., 3 bibl. paps.

DC : 621.923.5

Ciobanu, O., Ciurescu, T. : **Automatic method for stren relieving metal by vibration**

This study has for its principal object the description of a new automatic method which stabilizes metal to reduce or avoid distortion caused by casting, welding, machining stren etc

Construcția de mașini, 41 (1989), no. 7, 4 figs., 1 tabs., 11 bibl. paps.

DC : 621–52 : 625.44

Topal, D. : **Assembly Equipment and Lines Modulation — Important Stage for the Flexible Assembly Automation (art II)**

The second part of this paper presents technical solving ways as regards the modulation of the assembly equipment and lines, with concrete examples of ICTCM achievements in this field.

Construcția de mașini, 41 (1989), no. 7, 6 figs., 4 bibl. paps.

DC : 621.93

Greciuc, T., Botez, Magdalena : **Cutting of rectangular half-finished goods of this plate on steell-strip**

The programmation in the production of rectangular half-finished goods of steel plate from strip mainly involves two distinct operations : the cutting of bands, with minimum losses, and then the proper programmation of half-finished goods on the cutted bands. The rational cutting of bands is made by the CROBAN programm, and the half-finished goods programmation on the cutted bands is made by a special algorithm. A practical example, whose result in an overall 0,9968 coeficient of utilization, describes both proceedings.

Construcția de mașini, 41 (1989), no. 7, 11 figs., 2 tabs., 18 bibl. paps.

SOMMAIRES

CD : 620.18 : 620.178 : 620.179.14

Nica, M., Matache, Gh. Dragnea, Mariana : **Recherches concernant la formation et la transformation d'un suraliage à base nickel**

En utilisant des techniques de microscopie électronique à balayage et par transmission, complétés par des dates de microanalyse à rayons X, l'étude présente les resultas effectués pour l'évaluaton de la composition et de la morphologie des phases présentes dans un surraliage à base nickel. On a mis en évidence deux générations de précipitations de phase γ'— Ni_3 (Al, Ti, Nb) aussi comme des carbures complexes qui de décomposent pendant le traitément thermique. Les durées grandes de mentient à des températures élevés pendent l'essai à fluage ont favorisé le développement de la phase .

Construcţia de maşini, 41 (1989), no. 7, 5 fig., 2 tab., 3 réf. bibl.

CD : 621.951

Opran, C., Vlase, A : **Contributions concernant la technologie d'éxécution des trous carres en utilisant la theorie de la production par coupe à l'aide de la directrice cinématique**

La première partie de l'ouvrage présente certains considérations théoriques concernant la production des surfaces polygonales, situation dont on justifie l'efficience du développement de l'idée d'usinage des trous polygonales par la production à l'aide de la directrice cinématique, en utilisant un outille spéciale, conçu de manière adequate. On présente aussi la cinématique nécessaire pour la réalisation des trous loygonales, en déterminant à cette occasion les équations paramétriques de la trajectoire des tailanlants de l'outil de coupe. Dans la deuxième partie de l'ouvrage on présente certains éléments nécessaires pour l'élaboration du projet des outils spéciaux, compte tenant du nombre de lots et des dimensions du trou polygonale, la méthodologie de déterminaton du régime de coupe et le fonctionnement du dispositif réalisé en vue d'usinage des trous polygonales.

Construcţia de maşini, 41 (1989), no. 7, 8 fig., 5 réf. bibl.

CD : 621.951.45

Cozmîncă, M., Constantinescu, S. : **Elements de base dans la projection des forets pour des alesages longues**

Les dernières années les procédés usuels d'usinage des alésages longues sont remplacées par des procedés modern de grande productivité, au quelle les copeaux sont évacués à l'aide des liquides de coupe au grandes pressions. Les alésages de diamètre jusque 30 mm sont usinés avec des forets d'une seule arète tranchante type 3/4 et BTA, mais les alésages de diamètre plus grand que 30 mm on usine avec des forets type BTA et Ejecteur. A la suite, dans cette ouvrage, sur la base des analyses théoriques et des recherches expérimentaux, on présente une nouvelle méthode de choix du procédé optim d'usinage des alésages longues. Pour les forets type 3/4, BTA et Ejecteur on présente les paramètres geometriques optimes sur la base les forces de coupe et la sûreté de l'évacuation des copeaux. Les résultats obtenus peuve être utilisés directement au projection.

Construcţia de maşini, 41 (1989), no. 7, 8 fig., 1 tab., 24 réf. bibl.

CD : 621.951 : 669.15–94

Vlase, A., Opran, C. : **Recherches theoriques — experimentales concernant la determination des relations pour les forces et les moments au perçage de l'acier inoxydable 2 Cu Mo Ni Cr 250**

L'ouvrage présente certains résultats expérimentaux obtenus au perçage de l'acier inoxydable 2 Cu Mo Ni Cr 250, les moyens et les méthodes de détermination des forces et des moments de coupe, compte tenant de paramètres du régime de travail. La contribution originale des auteurs à la détermination de la structure et des exposants polytropique des relations des forces et des moments des coupe résulté des expériments et l'interprétation des ceux-ci. Compte tenant que ces aciers inoxydables posent des problèmes particulièrement difficiles dans la production, les auteurs apportent leur contribution à l'enrichissement de la littérature de spécialité avec des données nouvelles et utiles concernant les usinages.

Construcţia de maşini, 41 (1989), no. 7, 12 fig., 1 tab., 3 réf. bibl.

CD : 621.923.5

Păscuţ, Melania : **Lubrifiants anorganiques pour l'usinage à chaud des métaux**

Le travail présent les considerations théoriques et les résultates expérimentales, en ce qui concerne l'utilisation comme lubrifiants, des verres, dans les technologie de forgeage des aciers carbonne et des aciers onixodables. Sont présentés les resultats concretes des cettes expériences quis sont efféctueés dans les attéliers de forgeage de I.U.C. Făgăraş.

Construcţia de maşini, 41 (1989), no. 7, 4 fig., 1 tab., 11 réf. bibl.

CD : 621.892

Ciobanu, O., Ciurescu, T. : **Methode automatique pour ua liberation de contraintes par vibration des corps métaliques**

L'ouvrage presente une nouvelle methode automatique pour la stabilisation dimensionelle des meaux et pour l'amondrissement ou l'elimination des contraintes residuelles provoquées par coulée, soudage traitements a froid etc.

Construcţia de maşini, 41 (1989), no. 7, 5 fig., 3 tab., 4 réf. bibl.

CD : 621–52 : 625.44

Topal, D. : **Modulation de l'equipement et des lignes de montage selon l'importance du montage dans l'automatisation flexible. (2-éme partie)**

La deuxième partie de l'article présente les solutions techniquese concernant la modulation de l'équipement et des lignes de montage y compris les exemplifications concrètes des réalisations de l'ICTCM dans ce domaine.

Construcţia de maşini, 41 (1989), no. 7, 6 fig., 4 réf. bibl.

CD : 621.98

Greciuc, T., Botez, Magdalena : **Le coupage des demi-fabriqués rectangulaires en tôle mince des bandes continues**

La programmation en production des demi-fabriqués rectangulaires encadrés sur des supports continus (bande d'acier) comporte surtout deux opérations distinctes : l'établissement des bandes avec minimum des partes et puis, la programmation proprement dite des demi-fabriqués sur les bandes établies. L'établisesment raisonnable des bandes est effectué par le programme CROBAN, tandis que la programmation des demi-fabriqués sur les bandes établies est effectuée par un algorithme spécial. Les deux procédés seront décrits à partir d'un exemple pratique, dont on obtient à la fin un coefficient d'utilisation globale de 0,9968.

Construcţia de maşini, 41 (1989), no. 7, 11 fig., 2 tab., 13 réf. bibl.

INHALTSVERZEICHNIS

DK : 620.18 : 620.178 : 620.179.14

Raşeev, D., Marcu, M., Săvulescu, Marie Jeanne, Drăghici, Gh.: **Untersuchungen zur Ablagerung nichtrostender Materiale auf gegossenen Vergütungsstählen**

Aufgrung von API Spec. 6 A wird zur Erhöhung der Korrosionfestigkeit der Preventer und Dichtungsgarnitur am Bohrlochmund eine Schicht nichtrostenden Materials im Bereich der Dichtungskanäle der Flanschverbindungen aufgetragen. Struktur — und Härtebedingungen sind sowohl für die Ablagerung als auch für die hitzebeeinfluzte Zone festgelegt. In der Arbeit werden die Ergebnisse der Untersuchungen zur Bestimmung der Materiale und der Ablagerungstechnologie dargestellt, die diese Bedingungen erfüllen. Es werden sowohl die Ablagerung mit Austenitelektroden als auch die Ablagerung mit Nickellegierungen untersucht.

Construcţia de maşini, 41 (1989), Nr. 7, 5 Bild., 2 Tab., 3 Lit.

DK : 620.18 : 539.4

Nica, M., Matache, Gh. Dragnea, Mariana: **Forschungen über die Bildung und Entwicklung der Gefüge einer Ni — Bas Superlegierung**

Bei Anwendung von Raster und Transmissions mikroskop untersuchungen, mit Erganzung von Angasen der RX — Mikroanalyse, schildert das Bericht die Ergebnisse der für die Bewärtung der Zusammensetrungen und Morphologien der in einer Ni — Bas Superlegierung anwensenden Phasen durachgeführten Untersuchungen. Hervorgehobene waren zwei Generationen von γ' — Auslagerungsphassen Ni_3 (Al, Ti, Nb), sowie auch von komplexen Karbide, die, während der Wärmebehandlungen zersetzen sich. Die grosse Haltzeiten zur Hochtemperaturen während die Warmzugversuche begunstigten die Entwicklung von σ — Phase.

Construcţia de maşini, 41 (1989), Nr. 7, 10 Bild., 1 Tab., 4 Lit.

DK : 621.951

Opran, C., Vlase, A.: **Beiträge zur Fertigungstechnologie für viereckige Bohrungen unter Anwendung der Erzeugungstheorie durch Zerspanung mit kinematischer Richtungsgeraden**

Dar erste Teil der Abhandlung enthält einige theoretischen Betrachtungen im Zusammenhang mit der Erzeugung polygonaler Oberflächen, wobei auf die Wirksamkeit der Bearbeitung polygonaler Bohrungen durch Bildung mit Hilfe kinematischer Richtungsgeraden, unter Einsatz eines speziellen, entsprechend projektierten, Werkzeuges, eingegangen wird. Danach wird die zur Erzeugung polygonaler Bohrungen erforderliche Kinematik aufgezeigt und die parametrischen Gleichungen für die Schnittbahn des Spanwerkzeuges festgesetzt. Der zweite Teil des Berichts behandelt eine Reihe von Elementen zur Projektierung der Spezialwerkzeuge, in Abhängigket von der Seitenanzahl und der Abmessungen der polygonalen Bohrungen, die Methodologie zur Festlegung des Spanungsvorganges, sowie die Funktionsweise der Vorrichtung zur Bearbeitung der polygonalen Bohrungen.

Construcţia de maşini, 41 (1989), Nr. 7, 8 Bild., 5 Lit.

DK : 621.951.45

Cozmîncă, M., Constantinescu, S.: **Ghundelemente beim Entwurf der Bohrer für Tieflöcher**

In den letzen Jahren sind die genöhulichen Verfahren der Bearbeitung von Tieflöchern mit modernen verfahren, die erhöhten Leistung aufweisen ersetzt wohden, bei denen Span mit Hilfe der Spanflüssigkeit bei höhem Druch entfernt wird. Die Löcher mit Durchmesser unter 30 mm werden mit Durchmesser unter 30 mm werden mit einschneidigen Bohren, Typ 3/4 und B.T.A. bearbeitet, wahrend die Löcher grosseren Durchmessers als 30 mm mit Bohrern Typ B.T.A. und EJECTOR bearbeitet Werden. Also, wird dieser Arbeit auf Grund von theoretischen Analysen und experimentellen Untersuchungen eine neue Methode für die Auswahl des optimalen Verfahren für die Bearbeitung der Tieflöcher gegeben. Für die Bohrer Typ 3/4, BTA und EJECTOR werden die optimalen geometrischen Grössen mit Berücksichtigung der Kriterien Schneidkräfte und Entfernung des Spans festgelegt Diese Ergebnisse können dihekt bei der Entwurftätigkeit verwendet weiden.

Construcţia de maşini, 41 (1989), Nr. 7, 8 Bild, 1 Tab., 24 Lit.

DK : 621.951 : 669.15–94

Vlase, A., Opran, C.: **Theoretisch-experimentelle Untersuchungen über die Testlegung der Beziehungen von Kraft und Moment bei der Bohrung des rostfreien Stahls 2 Cu Mo Ni Cr 250**

Der Beitrag bringt eine Reihe von experimentellen Ergebnissen bei der Bohrung des rostfreien Stahls 2 Cu Mo Ni Cr 250, Mittel und Methoden zur Bestimmung der Schneidkräfte und — Momente je nach den Betriebsparameter. Die Versuchsergebnisse und deren Verarbeitung geben Zeugnis von dem originellen Betrag der Verfasser zur Bestimmung der Struktur und der polytropen Exponente aus dem Verhältnis der Schneidkräfte — und — Momente heraus. In Anbetracht des Umstands, dass diese rostfreien Stähle besonders schwierige Forderungen an die Produktion stellen, leisten die Autoren einen nicht geringen Beitrag zur Bereicherung der Fachliteratur um weitere und nützliche Daten auf dem Gebiet der mechanischen Bearbeitung.

Construcţia de maşini, 41 (1989), Nr. 7, 12 Bild., 1 Tab., 3 Lit.

DK : 621.892

Păscuţ, Melania: **Anorganische Schmiermittel für die Warmformgebung der Metalle**

Die Arbeit befasst sich mit der Theorie und Erfahrungen betreffend die Anwendung der Gläser als Schmiermittel, bei der Warmformgebung der Stähle (Kohlenstoff, — nichtrostende und hochlegierte Stähle). Sie enthält die konkreten Ergebnisse der Erfahrungen aus der Schmiedewerkstatt I.U.C. — Făgăraş.

Construcţia de maşini, 41 (1989), Nr. 7, 5 Bild., 3 Tab., 4 Lit.

СОДЕРЖАНИЕ

ДК : 620.18 » 620.178 : 620.179.14

Рашеев, Д., Марку, М., Сэвулеску, Мари-Жан, Дрэгич, Г. : *Исследование по накладке нержавеющих материалов на литои высокосортнои стали*

Согласно нормам АПИ Спец. 6 А по повышению коррозионной устойчивости превентерного и уплотнительного оборудования устья скважины в зоне уплотнительных каналов фланцевой сборки, накладывается слой нержавеющего материала. Должны соблюдаться условия структуры и твердости при накладке и в зоне теплового воздействия. В работе представлены результаты исследований с целью определения материалов и технологии накладки для лучшего выполнения этих условий. Исследуются как варианты накладки с аустенитными электродами так и с никелевыми сплавами.

Construcţia de maşini, 41 (1989),
н. 7, 5 рис., 2 таб., 3 лит.

ДК : 620.18 : 539.4

Ника, М., Матаке, Г., Драгнеа, Марияна ь *Исследования в связи с формированием и трансформацией структуры сверхсплава на основе никеля*

Используя микроскопно-электронную технику с развёрткой и передачей, оснащённая с данными микроанализа с роентгеновскими лучами, работа представляет результаты проведённых исследований для определения композиции и морфологии фаз, существующих в сверхсплаве на основе никеля. Были выявлены два поколения для осаждения фаз γ' — Ni_3 (Al, Ti, Nb) а также комплексные карбиды, которые разлагаются во время термообработки. Большие периоды поддержания на высоких температурах во время испытаний на ползучесть содействовали развитию фазы σ

Construcţia de maşini, 41 (1989),
н. 7, 10 рис., 1 таб., 4 лит.

ДК : 621.951

Опран, К., Власе, А. : *Вклады в технологию исполнения квадратных отверстий употреблением теории образования при помощи резания кинематической напрвляющей*

В первой части работы представлены некоторые соображения относительно образования многоугольных поверхностей. По этому случаю подтвердится эффективность развития идеи обработки многоугольных отверстий образованием кинематической направляющей, употребляя адекватно запроектированный специальный инструмент. Дальше представлена кинематика, необходимая для осуществления многоугольных отверстий. По этому случаю установлены параметрические уравнения траектории режущих кромок режущих инструментов. В второй части работы представлены некоторые элементы, необходимые для проектирования специальных инструментов в зависимости от числа сторон и размеров многоугольного отверстия ; также представлены методика установления режима резания и работа устройства, осуществлённого для обработки многоугольных отверстий.

Construcţia de maşini, 41 (1989),
н. 7, 8 рис., 5 лит.

ДК : 621.951.45

Козмынкэ, М., Константинеску, С. : *Основные элементы проектирования сверл для глубоких отверстий*

В последние годы класические методы обработки глубоких отверстий были изменены с высоко производительными современыми методами, где отвод стружки делается с применением СОЖ высоким давлением. Обработка отверстий диаметра до 30 мм можно делать инструментами односторонним резанием с внутренним или наружным отводом стружки но обработка отверстий большого диаметра можно делать инструментами с внутренним отводом или Эжекторными инструментами. С помощю теоритическими и экспериментальными исследованиями, статья представит новый метод выбора оптимального процесса обработки глубоких отверстий. Для разных типов сверл представляются оптимальные геометрические параметры в зависимость с критериям силы резания и с критериям хорошего отвода стружки. Данные результаты можно пользоваться в проектирование.

Construcţia de maşini, 41 (1989),
н. 7, 8 рис., 1 таб., 24 лит.

ДК : 621.951 : 669.15—94

Власе, А., Опран, К. : *Теоретически-экспериментальные исследования относительно установлению отношений для сил и моментов при сверлении нержавеющеи стали 2 CuMoNiCr 250.*

В работе представлены некоторые экспериментальные результаты, полученные при сверлении нержавеющей стали 2 CuMoNiCr 250. Способе и методы определения сил и моментов резания в зависимости от параметров рабочего режима. Из результатов экспериментов и их обработки вытекает оригинальный вклад авторов при определении структуры и показатели политропы в отношениях сил и моментов резания. Имея в биду, что эти нержавеющие стали ставлят довольно трудные вопросы в производстве авторы вносят свой скромный вклад в одогащение литературы по специальности новыми и полезными данными в области механических обработок.

Construcţia de maşini, 41 (1989),
н. 7, 12 рис., 1 таб., 3 лит.

ДК : 621.789

Чобану, А., Чуреску, Т. : *Автоматический метод снятия напряжения путем вибрации металлических тел*

В данной работе представлен новый автоматический метод размерной стабилизации металлов и уменьшения или снятия остаточных напряжений, вызванных литьём, сваркой, холодной обработкой и т.д.

Construcţia de maşini, 41 (1989),
н. 7, 3 рис., 2 лит.

CZ : 621.789

Ciobanu, O., Ciurescu, T.: **Metodă automată de detensionare prin vibrare a corpurilor metalice**

Lucrarea are ca scop prezentarea unei noi metode automate de stabilizare dimensională a metalelor şi de reducere sau eliminare a tensiunilor remanente provocate de turnare, sudare, prelucrări la rece etc.

Construcţia de maşini, 41 (1989), nr. 7, 3 fig., 2 ref. bibl.

CZ : 621–52 : 625.44

Topal, D.: **Modularea utilajelor şi liniilor de montaj — etapă importantă în automatizarea flexbilă a montajului (partea a II-a)**

În partea a doua a acestei lucrări se prezintă modalităţile de soluţionare tehnică pentru modularea utilajelor şi liniilor de montaj cu exemplificări concrete din realizările I.C.T.C.M. în acest domeniu.

Construcţia de maşini, 41 (1989), nr. 7, 6 fig., 4 ref. bibl.

CZ : 621.98

Greciuc, T., Botez, Magdalena: **Croirea semifabricatelor dreptunghiulare din tablă subţire de pe bandă**

Programarea în producţie a semifabricatelor dreptunghiulare de pe suport continuu (bandă de tablă) comportă în principal două operaţii distincte : croirea de pe bandă a unor fîşii cu minimum pierderi şi apoi, programarea propriuzisă a semifabricatelor pe fîşiile croite. Croirea raţională a fîşiilor se efectuează cu programul CROBAN, iar programarea semifabricatelor pe fîşiile croite printr-un algoritm special. Sînt descrise ambele procedee, luîndu-se un exemplu practic, care se soldează cu un coeficient de utilizare global de 0,9968.

Construcţia de maşini, 41 (1989), nr. 7, 11 fig., 2 tab., 18 ref. bibl.

DK : 621.789

Ciobanu, O., Ciurescu, T.: **Automatisches Entspannungsverfahren durch Vibration der metallischen Körper**

Diese Mitteilung nimmt sich vor, ein neues automatisches Abmessungsstabilisationsverfahren der Mettalle und ein neus automatsches Verminderungs oder Beseitigungsverfahren der durch Giesse, Schweissen,, Kaltverarbeitungen u.s.v. verursachten Nachspannungenvorzulegen.

Construcţia de maşini, 41 (1989), Nr. 7, 3 Bild., 2 Lit.

DK : 621–52 : 625.44

Topal, D.: **Die Modellierung der Ausrüstungen und Montagelinien, wichtige Etappe in der flexiblen Automatisierung der Montage (zweiter Teil)**

Im zweiten Teil dieses Berichtes werden die technischen Lösungsmöglichkeiten zur Modellierung der Ausrüstungen und Montegelinien mit konkreten Beispielen aus den Errungenschaften von ICTCM in diesem Bereich, vorgestellt.

Construcţia de maşini, 41 (1989), Nr. 7, 6 Bild., 4 Lit.

DK : 621.98

Greciuc, T., Botez, Magdalena: **Zuschneiden der rechteckigen Halbfabrikaten aus dünnem Blech von Rolle**

Die Programmierung der rechteckigen Halbfabrikaten aus kontinuierlichen Unterlagen (Stahlrollen) für Produktionszwecken enfordern vor allen Dingen zwei distinkte Operationen : das Zuschneiden mit geringen Abfälle einiger Bänder aus Rolle, und danach die eigentliche Programmierung der Halbfabrikaten auf die zugeschnittenen Bänder. Das rationelle Zuschneiden der Bänder wird durch das Programm CROBAN geleistet und die Programmierung der Halbfabrikaten auf die zugeschnittenen Bänder durch einen speziellen Algorhythmus.

Es werden beide Verfahren durch ein praktisches Beispiel dargestellt, das sich mit einem allgemeinen Nutzungskennwert von 0,9968 abschliesst.

Construcţia de maşini, 41 (1989), Nr. 7, 11 Bild., 2 Tab., 18 Lit.

ДК : 621—52 : 625.44

Топал, Д. : *Модуляция оборудования и сборочных линий в зависимости от гибкой автоматизации монтажа (вторая часть)*

Вторая часть работы представляет технологические решения модуляций оборудования и сборочных линий с конкретными примерами достижений ИЧТЧМ в этой области.

Construcţia de maşini, 41 (1989),
н. 7, 6 фиг., 3 лит.

ДК : 621.98

Гречук, Т., Ботез, Магдалена : *Кройка прямоугольных полуфабрикатов из тонкой жести с ленты*

Производственное программирование прямоугольных полуфабрикатов с жестяной ленты представляет собой два процесса :

— кройку полос с минимальными затратами, и
— программирование, как таковое, полуфабрикатов на кроенных лентах.

Рациональная кройка полос осуществляется на основе программы КРОБАН, а программирование полуфабрикатов на кроенных полосах посредством специального альгорифма. Описываются оба способа на практическом примере, в результате которого получается глобальный коефицент использования в 0,9968.

Construcţia de maşini, 41 (1989),
н. 7, 11 рис., 2 таб., 18 лит.

Condiții de prezentare a manuscriselor pentru revista „Construcția de mașini"

1. Textul unui articol **împreună cu** desenele să nu depășească 15 pag. convenționale, de 2000 semne.
2. **Dactilografierea** se execută la 2 rînduri în pag. de 2000 semne, pe hîrtie albă, pe o singură față a filei. Pagina va avea o margine albă de 3 cm lățime, în stînga. Formulele se scriu foarte clar, cu semnele matematice și literele conform STAS, suficient de mari, cu tuș.
3. **Desenele** se execută în tuș pe calc, la dimensiunile între formatele A6 și A4. Dacă sînt figuri-foto, acestea nu trebuie să depășească formatul A4 și să fie foarte clare cu efectele de contrast foarte pronunțate.
4. **Toate figurile și tabelele** care însoțesc articolul trebuie menționate în text. Figurile trebuie să aibe titluri și legende și să fie însoțite de un borderou de figuri dactilografiat pe o pagină separată de textul articolului. Nu se va scrie pe nici o figură titlul și legenda ; legătura se face prin numărul lor conform borderoului separat într-un plic adecvat prezentate. În tipografie diferitele elemente ale materialului (text, borderou de figuri, bibliografii, tabele) se prelucrează în secții diferite, de aceea ele trebuie prezentate pe foi separate.
5. **Tabelele** trebuie dactilografiate pe foi separate de text (în text li se va indica doar locul ca și pentru figuri), deoarece au alt regim tipografic.
6. **Bibliografia** trebuie dactilografiată tot pe o pagină separată de text și prezentată conform STAS nr. 6158-60 și anume : **Cărți :** numele autorului, inițiala prenumelui autorului, titlul cărții (dacă este o lucrare străină se va da titlul în original, eventual traducerea în lb. română), numărul ediției în cifre arabe, numărul volumului în cifre romane, locul publicării, pagina la care se trimite sau prima și ultima pagină a fragmentului. **Periodice :** numele autorului, inițiala prenumelui autorului. titlul articolului (dacă este o lucrare străină se va da titlul în original, eventual cu traducerea în lb. română), titlul periodicului precedat de cuvîntul „In", numărul volumului sau anul de apariție (în cifre arabe) numărul de ordine al numărului de periodic, data numărului, pagina citată sau prima și ultima pagină a fragmentului citat sau a articolului întreg, după cum citează, doar o anumită pagină, fragment, sau un articol în întregime. Cînd lucrarea citată a fost tradusă în lb. română, titlul se scrie în traducere, dar cu mențiunea că lucrarea a fost tradusă și din ce limbă.
7. **Predarea la redacție** a mansucrisului dactilografiat se face în două exemplare, din care un original și o copie. Originalul este însoțit de desenele în tuș pe calc și fotografii cînd este cazul, iar cel de-al doilea exemplar este însoțit de ozalide sau xerocopii ale figurilor în calc sau de al doilea rînd de fotografii, cînd este cazul.
8. Autorul trebuie să **garanteze conținutul științific** al articolului, iar textul prezentat redacției să fie revizuit după dactilografiere, deoarece în timpul fazelor editoriale și tipografice nu îl mai revede, deci nu mai poate interveni în acest text după predarea manuscrisului.
9. Conform regulilor editoriale manuscrisele și figurile — publicate sau nu — nu se mai restituie autorului.
10. Materialele, prezentate conform regulilor de mai sus, se primesc la redacția revistei „Construcția de mașini", la următoarea adresă :

OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI

Redacția revistei „Construcția de mașini" Calea Victoriei 133, Sector 1, clădirea mică, parter, cod 71102 BUCUREȘTI, Oficiul poștal 22, Căsuța poștală 22—125.

11. Orice informație și referință se pot obține la telefoanele : 59.71.35 sau 50.31.30 (direct) și 50.40.90/253 sau 274, redactor șef ing. TEODOSIA OPRESCU, redactor : ȘERBAN TEODORESCU.
12. Materialul va fi însoțit — obligatoriu — de o adeverință semnată de conducerea instituției unde activează autorul, specificînd respectarea legilor în vigoare cu privire la păstrarea secretului.
13. Va fi însoțit și de **rezumatele lucrării** în lb. română, franceză, engleză, rusă și germană.

CZ : 620.18 : 620.178 : 620.179.14

Cercetări privind realizarea depunerilor de materiale inoxidabile pe oţeluri turnate de îmbunătăţire

Prof. dr. doc. şt. ing. Dumitru **RAŞEEV**, conf. dr. ing. Mareu **MARCEL**, şef lucr. dr. ing. Marie-Jeanne **SĂVULESCU**, asist. ing. Gheorghe **DRĂGHICI**

Pentru obţinerea cantităţilor necesare de petrol şi gaze naturale, în industria extractivă s-au dezvoltat tehnologii de exploatare a zăcămintelor aflate la adîncimi foarte mari şi în condiţii deosebite de mediu. Aceasta a impus utilizarea unui echipament adecvat la gura sondei, în special instalaţii de prevenirea erupţiilor, care au o funcţie vitală pentru împiedicarea transformării manifestărilor eruptive în erupţii libere necontrolate.

Asamblările prin flanşe de la aceste echipamente sînt prevăzute cu suprafeţe de etanşare cu canal pentru garnituri inelare metalice, conform STAS 750/7-73. Pierderea etanşeităţii la aceste asamblări se poate produce prin coroziune locală, sub inelul de etanşare, executat din oţel inoxidabil austenitic. Corpurile prevenitoarelor şi flanşele duble cu care se asamblează sînt executate din oţeluri slab aliate de tip Cr-Ni-Mo, la care se prevede ca tratament termic final tratamentul de îmbunătăţire, în scopul obţinerii caracteristicilor mecanice dorite. Pentru evitarea coroziunii localizate chiar în zona canalului de etanşare, se prevede [3] depunerea prin sudare a unui strat de material inoxidabil, în care să se taie după aceea canalul de etanşare, aşa cum se observă din figura 1. Materialele utilizate pentru depunere şi tehnologia aplicată trebuie să asigure, conform [3], insensibilitatea la coroziune intercristalină a depunerii, condiţie care, în cazul oţelurilor austenitice, se realizează dacă structura este austenitică, compoziţia chimică îndeplinind condiţiile : Ni min. 8%, Cr min. 16%, iar C max. 0,08%. Pentru a nu afecta comportarea materialului de bază, se impune ca structura să fie sorbitică, iar în cazul pieselor care urmează să lucreze în medii petroliere cu hidrogen sulfurat, duritatea nu trebuie să depăşească 22 HRC. De la aceste condiţii este exceptată o zonă cu lăţime de 3,2 mm, în jurul liniei de fuziune (cîte 1,6 mm de o parte şi alta), deoarece nu pot fi eliminate fenomentele de difuzie şi amestec în timpul depunerii prin sudare.

În comparaţie cu problemele ridicate de placările cu oţeluri inoxidabile executate la materialele folosite la construcţia aparaturii chimice şi petrohimice, în acest caz apar aspecte specifice, determinate de faptul că materialul de bază (MB) este un oţel de îmbunătăţire, al cărui conţinut de carbon este 0,30 ... 0,36%, ceea ce îi conferă o sudabilitate limitată.

Procesele de difuzie pe suprafeţele de separaţie între MB şi CUS determină modificări de compoziţie chimică, de structură, de caracteristici mecanice şi formarea unor compuşi fragili ce pot genera fisuri. Modificările structurale se datorează, în special, difuziei carbonului spre cusătură, factorul determinant fiind activitatea termodinamică a carbonului faţă de elementele de aliere, care au tendinţă ridicată de formare a carburilor. În cazul de faţă, procesul este intensificat datorită gradientului mare de concentraţii atît al carbonului cît şi al celorlalte elemente (cromul în special). Prin efectul favorabil pe care îl are asupra blocării difuziei carbonului, nichelul este elementul de aliere a cărui concentraţie trebuie optimizată. Pe de o parte, el trebuie să fie prezent într-o cantitate suficient de mare, pentru a împiedica migrarea carbonului din materialul de bază spre depunere, iar, pe de altă parte, electrozii folosiţi nu trebuie să fie exagerat de scumpi datorită procentului de nichel.

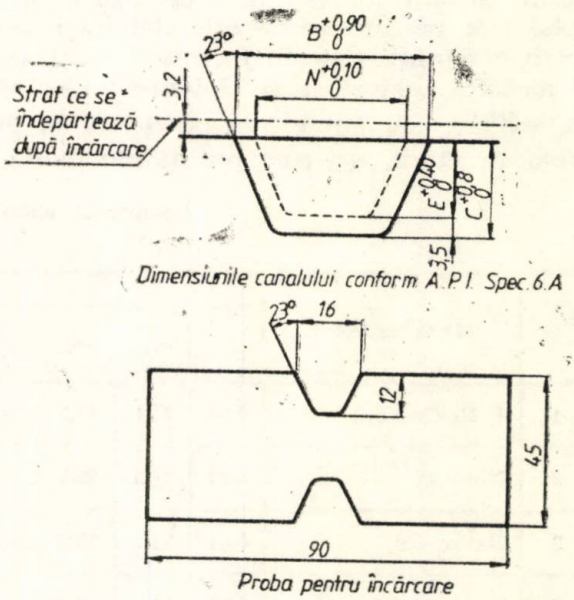


Fig. 1 Dimesiunile canalului pentru încărcare conform API şi proba utilizată în încercările experimentale.

Un alt aspect ce trebuie avut în vedere este plasarea, cît mai judicioasă, în fluxul tehnologic a operaţiilor de depunere, ţinînd seama de următoarele :

realizarea depunerii după tratamentul termic de îmbunătățire afectează caracteristicile materialului de bază în sensul creșterii durității la valori mai mari decît cele admise ;

aplicarea tratamentului termic după depunere asigură caracteristici corespunzătoare în MB, dar poate favoriza precipitarea carburilor în depunere și sensibiliza în acest mod materialul la coroziune intercristalină.

Scopul cercetărilor, ale căror rezultate se prezintă în lucrarea de față, l-a constituit tocmai stabilirea materialelor și tehnologiei care să permită executarea depunerii înaintea tratamentului de îmbunătățire, deoarece, în acest caz, se asigură (așa cum am văzut) caracteristici corespunzătoare în materialul de bază și se obțin și avantaje economice prin reducerea numărului de cicluri de tratamente termice.

Materiale cercetate și metodologia cercetării

Pentru realizarea cercetărilor experimentale s-au utilizat probe turnate dintr-o singură șarjă de oțel T 35 Mo Cr Ni 08, STAS 1773-82, avînd următoarea compoziție chimică în [%] :

C	Mn	Si	S	P	Cr	Ni	Mo
0,32	0,72	0,47	0,016	0,011	0,65	0,95	0,20

Materialele pentru depunere s-au ales după conținutul de nichel avîndu-se grijă să se acopere o plajă largă de valori, în scopul stabilirii acelor materiale care asigură caracteristicile dorite cu un conținut minim de nichel. În tabelul 1 se prezintă compoziția chimică a electrozilor folosiți. Calculînd cromul echivalent și nichelul echivalent și folosind diagrama Schaeffler, s-au putut face previziuni în privința structurii, așa cum rezultă din figura 2.

Se constată că electrozii Batox Cu și Fox SAS sînt electrozi austenitici, care pot realiza condițiile impuse de A.P.I. Spec. 6A [3] pentru un grad de participare al materialului de adaos de minimum 50%, mai potrivit din acest punct de vedere fiind electrodul Batox.

Electrozii Grinox 77 și 832 MV—Nb (notați cu G respectiv cu A în fig. 2) sînt electrozi austenito-feritici care prezintă avantajul că nu sînt sensibili la fisurarea la cald, dar nu pot asigura condițiile impuse cusăturii decît pentru grade de participare de peste 83%, lucru ce nu se poate realiza prin sudare manuală cu electrozi înveliți. Cercetările anterioare efectuate cu acești electrozi [1] au arătat că nu sînt potriviți scopului propus deoarece necesită o tehnologie de realizare a depunerii greu de aplicat în practică.

Electrodul E Ni Cr Fe 2 și sîrma Nicro 82 fac parte din aliajele de tip Inconel ce au o foarte bună rezistență la coroziune intercristalină și s-au cercetat pentru a avea o bază de comparație.

Cu sîrma Nicro 82 s-a realizat depunere prin procedeul WIG, iar cu toți ceilalți electrozi, prin sudare manuală cu electrozi înveliți. Parametrii regimului de sudare sînt cei prezentați în tabelul 2.

După sudare s-au prelevat probe necesare cercetărilor metalografice și de duritate. Din fiecare variantă de depunere s-au păstrat probe în stare netratată, iar celelalte s-au supus tratamentului de îmbunătățire, constînd din călire în ulei de la 850°C, urmată de revenire timp de 2 ore la 680°C, parametri stabiliți [1] ca fiind corespunzători pentru obținerea caracteristicilor necesare în metalul de bază.

Compoziția chimică a materialelor utilizate

Tabelul 1

Nr. crt.	Marcă electrod	Compoziția chimică, %											Cr_{ech}	Ni_{ech}
		C max.	Ni	Cr	Fe	Mn	Si	Cu	Mo	Ti	Nb	S		
1	E Ni Cr Fe 2	0,03	70,1	15,0	8,0	2,13	0,34	0,24	—	—	—	—	—	—
2	Nicro 82	0,03	72,0	20,0	1,0	3,0	0,20	0,02	—	0,55	—	0,07	—	—
3	Batox Cu	0,04	24,1	19,6	rest	5,8	0,65	1,35	3,70	—	—	—	24,3	28,3
4	Fox SAS 10	0,07	21,5	17,2	rest	1,1	0,70	—	2,45	—	—	—	20,1	24,2
5	Grinox 77	0,03	12,0	23,0	rest	—	—	—	3,0	—	—	—	25,0	12,9
6	832 MV—Nb	0,04	9,0	19,0	rest	1,2	0,90	—	—	—	0,34	—	20,5	11,3

Cr_{ech} = % Cr+% Mo+1,5 . % Si+0,5 . % Nb

Ni_{ech} = % Ni+30 . % C+0,5% Mn+30 . % Nb

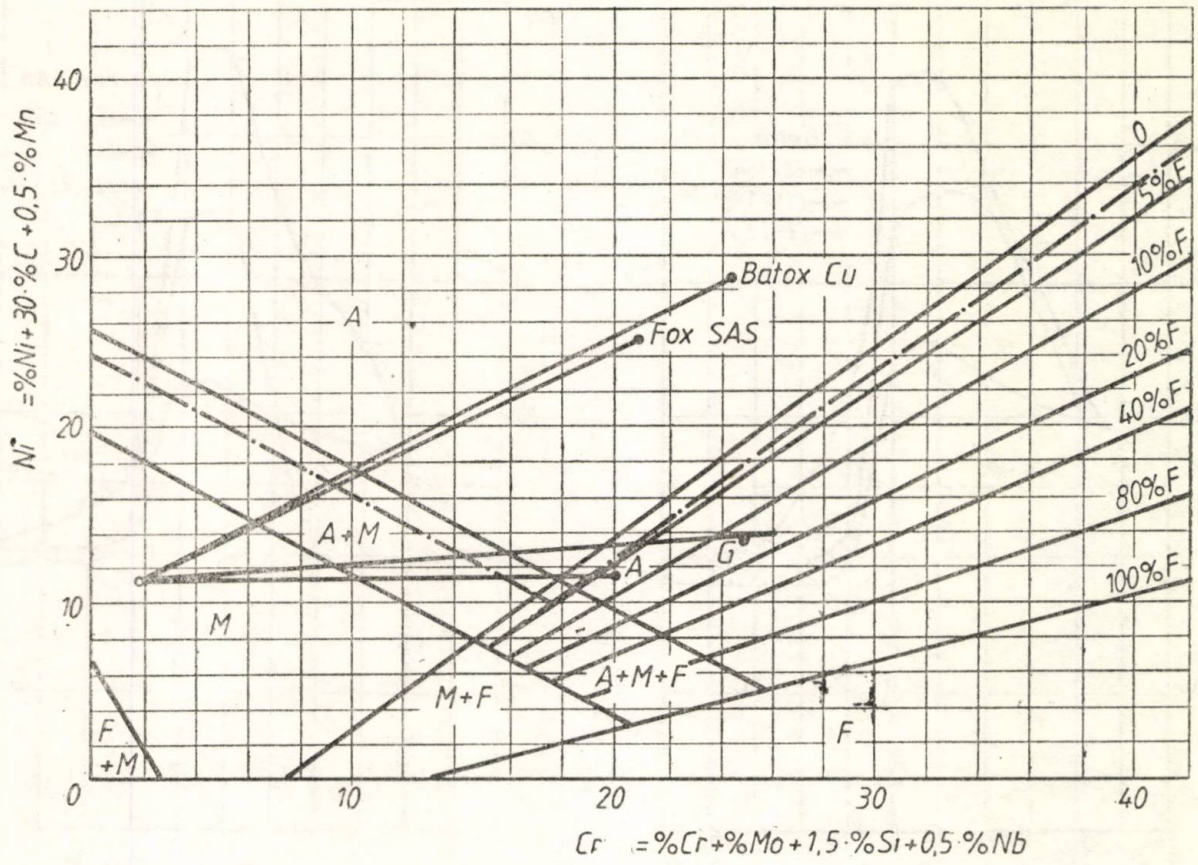


Fig. 2 Stabilirea compoziției și structurii cusăturii cu ajutorul diagramei Schaeffler.

Parametrii regimului de încărcare

Tabelul 2

Nr. crt.	Tip electrod procedeu	d_e [mm]	T_{pr} [°C]	Parametrii de sudare				
				I_{recom} [A]	I_{ef} [A]	U_a [V]	V_s [cm/s]	E_L [J/cm]
1	Nicro 82 WIG	1,6	150°	80 ... 100	90			
2	E Ni Cr Fe 2 manual	3,2	150°	80 ... 100	105	30	0,307	10260
							0,888	3547
3	Batox Cu manual	3,25	150°	80 ... 100	105	29	0,307	9918
							0,888	3429
4	Fox SAS 10 manual	3,25	150°	80 ... 100	100	30	0,225	10526
							0,667	4504
5	Grinox 77 manual	2,5	150°	50 ... 60	60	30	0,276	6521
6	832 MV Nb manual	3,25	175°	80 ... 110	103	28	0,300	9800

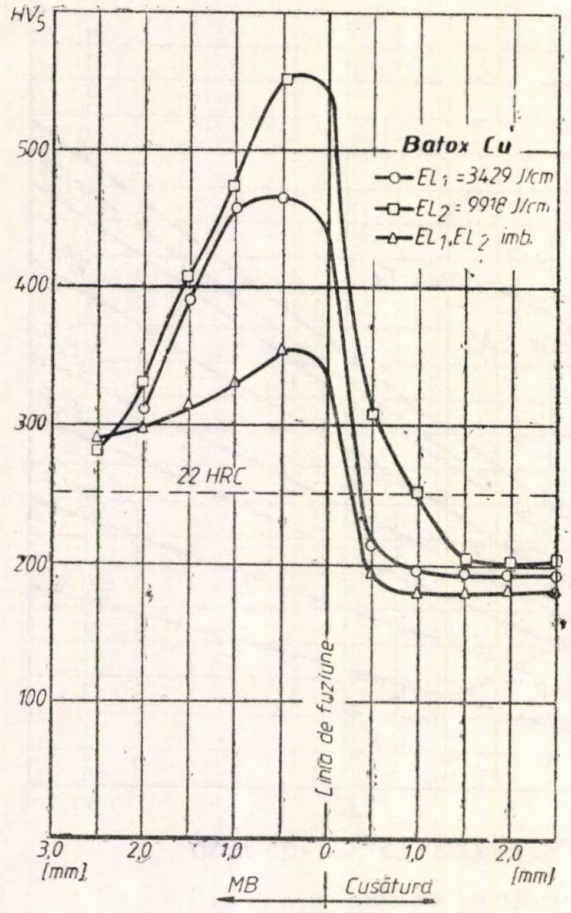


Fig. 3 Variația durității în cazul încărcării cu electrozi de tip Batox Cu.

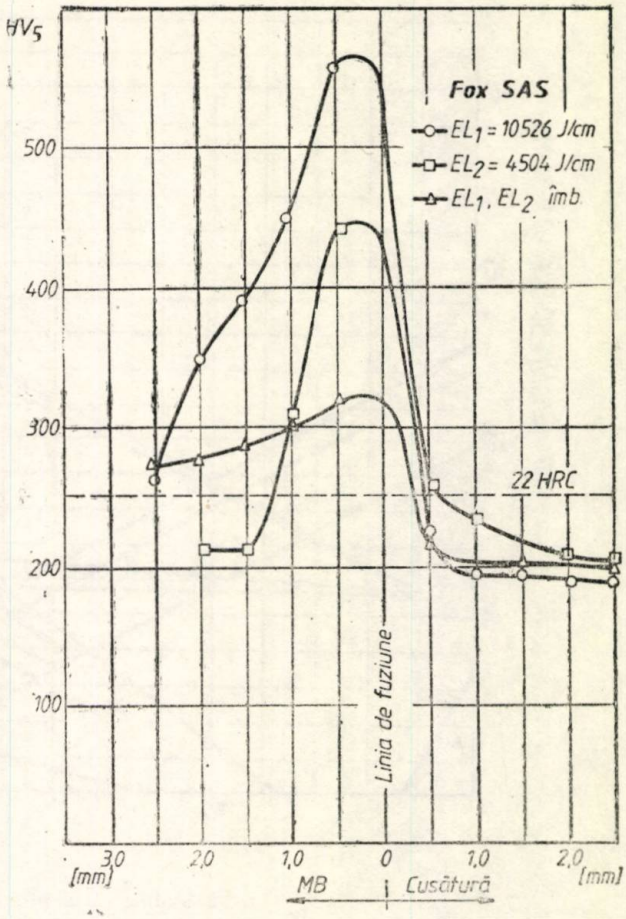


Fig. 4 Variația durității în cazul încărcării cu electrozi de tip Fox SAS.

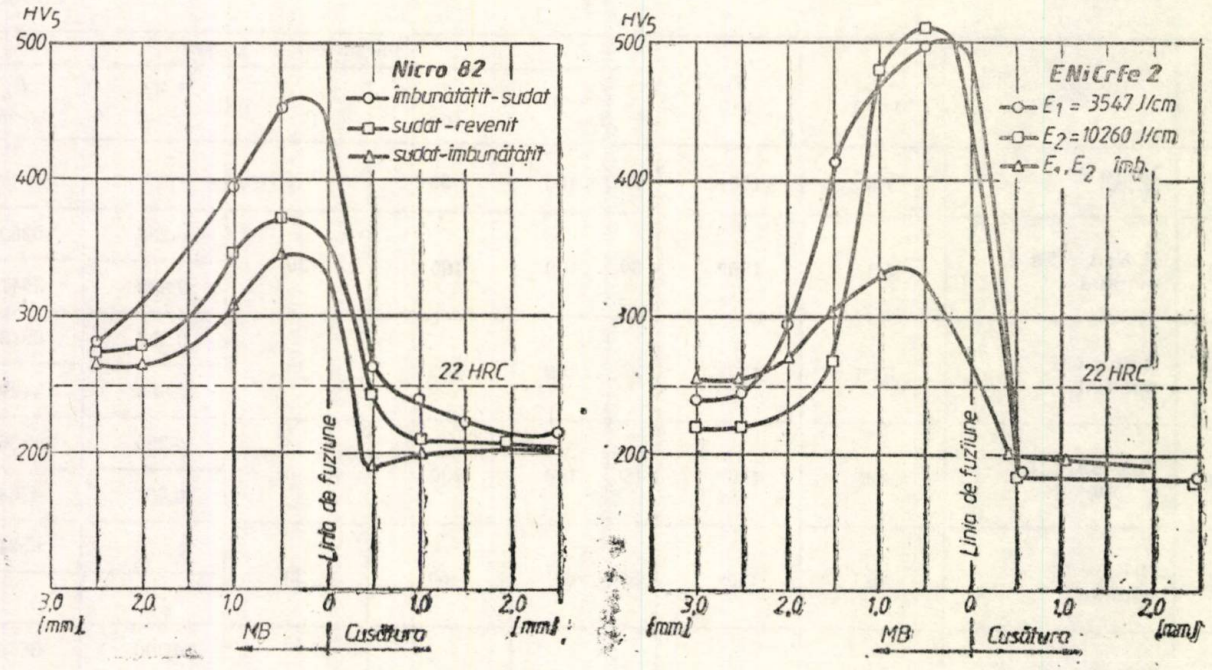


Fig. 5 Variația durității în cazul încărcării cu electrozi de tip Inconel.

Asupra tuturor probelor (tratate și netratate) s-au efectuat următoarele cercetări : microstructură, conținut de ferită și duritatea în toate zonele depunerii (MB, ZIT, CUS). Conținutul de ferită delta s-a determinat conform STAS 10552-76, prin comparare cu scări etalon și pe cale magnetică folosind feritscopul FER 1.

Rezultatele cercetărilor și analiza lor

Cercetările metalografice efectuate asupra metalului de bază au pus în evidență structura ferito-perlitică a acestuia, rezultată în urma tratamentului de normalizare aplicat probelor înainte de încărcare. Călibilitatea bună a oțelului cercetat face ca în zona influențată termic, acolo unde în timpul sudurii s-a depășit temperatura punctului A_3, să apară structuri de dezechilibru. La toate variantele de depunere s-a constatat prezența martensitei în această zonă. Sudarea cu energii liniare mici a condus la reducerea cantității de martensită, dar nu a eliminat-o complet. Aplicarea tratamentului de îmbunătățire după sudare face să dispară zona influențată termic, din punct de vedere structural neexistînd nici o diferență între structura sorbitică obținută în imediata vecinătate a cusăturii și cea din restul materialului.

În ceea ce privește cusătura, atacul metalografic cu apă regală a evidențiat structura acesteia sub forma unei soluții solide neomogene, cu segregații interdendritice, care, în cazul electrozilor Fox SAS 10 și Batox Cu, este austenită conform previziunilor pe baza diagramei Schaeffler (fig. 2). După aplicarea tratamentului de îmbunătățire, se constată o oarecare omogenizare a structurii și ceea ce este mai important nu s-a pus în evidență segregarea carburilor sub formă de rețea. Aceasta înseamnă că materialul depus nu a devenit sensibil la coroziunea intercristalină în urma aplicării tratamentului de îmbunătățire cerut de materialul de bază.

Rezultatele analizei metalografice sînt confirmate și de măsurările de duritate, prezentate în figurile 3 ... 5. Astfel, se constată că durități maxime se obțin în zona influențată termic, energia liniară influențînd atît valoarea maximă cît și lățimea zonei afectate. Din acest punct de vedere, mai sensibili se dovedesc a fi electrozii Fox SAS 10. După aplicarea tratamentului de îmbunătățire, deși nu mai există diferențe de structură, se constantă că în imediata vecinătate a liniei de fuziune, duritatea este mai mare cu aproximativ 50 unități HV 5 decît în restul materialului de bază. Aceasta se datorează fenomenelor de difuzie a elementelor de aliere dinspre cusătură spre MB, ceea ce face ca la revenire să se separe carburi complexe în această zonă. Așa cum era de așteptat, nu mai sînt diferențe între probele sudate cu energii liniare diferite.

Determinările de ferită delta, înainte și după tratamentul termic, au evidențiat cantități de 3,7 .... 10%. În această proporție, ea nu afectează comportarea la coroziune intercristalină a depunerii, dar are efect favorabil asupra fisurării la cald, așa cum rezultă și din cercetările efectuate.

Concluzii

Corelînd toate rezultatele cercetărilor se pot formula următoarele concluzii privind realizarea încărcării cu materiale inoxidabile a oțelurilor de îmbunătățire.

Materialul de adaos trebuie să fie electrozi al căror conținut de nichel este minimum 20%, iar carbonul este limitat (0,03 ... 0,04%).

Electrozii de tip Inconel nu sînt recomandabili din punct de vedere economic, calitatea depunerii fiind comparabilă cu cea obținută utilizînd electrozii menționați mai sus.

Rezultatele cele mai bune se obțin dacă se respectă următoarele indicații tehnologice :

— energie liniară și temperaturi de preîncălzire minime (utilizarea electrozilor cu diametru mic, viteză mare de sudare) ;

— aplicarea tratamentului de îmbunătățire după încărcare, la parametrii corespunzători obținerii caracteristicilor impuse pentru materialul de bază : în cazul pieselor expuse mediilor cu hidrogen sulfurat, trebuie ca după îmbunătățire duritatea să fie mai mică decît 22 HRC.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Rașeev, D. și colectiv :* Cercetări și experimentări privind comportarea în medii acide cu H_2S a unor oțeluri turnate, utilizate la construcția echipamentului de la gura sondei. Contract de cercetare 19/83, I.P.G. Ploiești.

[2] x x x : Standard NACE MR 01—75, Revizia 1980.

[3] x x x : A.P.I. Spec. 6A, Specification for Welhead Equipment, Edition 1981.

CZ : 620.18 : 539.4

Cercetări privind formarea și transformarea structurii unui superaliaj cu bază nichel

Dr. ing. M. **NICA**, ing. Gh. **MATACHE**, ing. Mariana **DRAGNEA** – Întreprinderea Metalurgică Română pentru Aeronautică Bucnrești

Introducere

Superaliajele cu bază nichel constituie principala gamă de materiale utilizate pentru execuția componentelor din zonele calde ale motoarelor turboreactive, în special pentru realizarea paletelor de rotor și a segmenților de stator.

Condițiile de solicitare în serviciu a acestor componente impun ca materialele din care sînt realizate să posede caracteristici superioare, în ceea ce privește comportarea la fluaj, oboseală oligociclică și oboseală termică, cu atît mai mult cu cît tendința creșterii temperaturii în incinta motorului, respectiv a randamentului acestuia, este asociată cu utilizarea de componente răcite forțat (fig. 1).

Acest ansamblu de proprietăți este dependent de starea de prelucrare metalurgică a materialelor, fiind influențat în mod direct de caracteristicile microstructurale : ereditatea granulației, forma și distribuția precipitatelor de faze secundare, segregarea microzonală, textura sau gradul de coerență dintre matrice și celelalte faze prezente în sistem constituie numai o parte dintre factorii determinanți în obținerea de superaliaje cu bază nichel care să răspundă cerințelor impuse.

Pe baza unor aprofundate cercetări privind formarea structurii primare și transformarea acesteia în timpul operațiilor ulterioare de prelucrare a superaliajelor cu bază nichel, lucrarea prezintă în sinteză caracteristicile unui material de vîrf utilizat în industria aeronautică.

Tehnica experimentală

În vederea evaluării caracteristicilor microstructurale și a comportării la fluaj a superaliajului care face obiectul lucrării, au fost elaborate prin topire cu inducție în vid șarje experimentale care au fost turnate sub formă de bare cu diametrul de 95 mm. Barele au fost supuse unui ciclu de tratament termic constînd în punere în soluție la 1100 ± 10°C cu răcire în aer, urmată de îmbătrînire artificială 16 ore la 850°C.

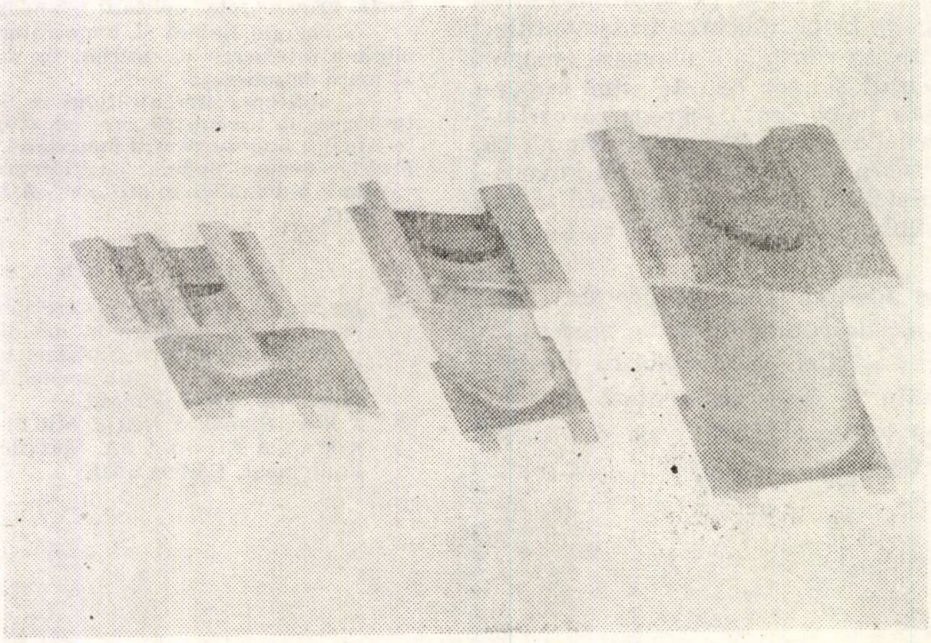


Fig. 1. Palete cu goluri de răcire turnate din superaliaje cu bază nichel.

Compoziția chimică prescrisă pentru principalele elemente de aliere a fost următoarea (tab. 1).

Tabelul 1

Element	C	Al	B	Co	Cr	Mo	Ti	V	Zr	Ni
[%] min.	0,15	5,00	0,01	13,00	8,00	2,00	4,50	0,70	0,02	bază
[%] max.	0,20	6,00	0,02	17,00	11,00	4,00	5,00	1,20	0,09	

Pentru evidențierea caracteristicilor microstructurale, s-au prelevat probe care au fost pregătite metalografic și examinate prin metode de microscopie optică și electronică.

Informațiile obținute au fost completate cu datele rezultate din microanaliza calitativă de raze X și cu datele de difracție de raze X. Identificarea principalelor faze din probele analizate s-a efectuat utilizînd tehnica microscopiei electronice prin transmisie, asociată cu difracție de electroni.

Interpretarea difractogramelor de electroni a permis precizarea structurii cristaline și stabilirea relațiilor cristalografice între diversele faze și matrice.

Modul de distribuire a elementelor de aliere și microaliere, în timpul solidificării, precum și studiul microcompozițional al interfețelor precipitări/matrice s-a efectuat prin utilizarea spectometriei dispersive în energie, care a permis efectuarea de analize calitative și semicantitative la nivel nanometric.

mic au evidențiat faptul că superaliajul cu bază nichel studiat are o puternică tendință de segregare, fapt determinat în principal de gradele diferite de solubilitate ale elementelor de aliere în nichel. Acest lucru determină ca structura materialului să aibă un caracter ereditar, afectat într-o mică măsură de tratamentele termice aplicate.

Cercetările efectuate au evidențiat faptul că tratamentul termic induce transformări structurale de ordin microscopic, macrostructura materialului prezentînd în toate cazurile un aspect dentritic, cu grade diferite de segregare. Acest lucru este prezentat sugestiv de micrografia din figura 2 realizată în urma atacului chimic al unei probe turnate.

Microstructura aliajului conține în această stare insule neregulate ca formă și dimensiuni de fază γ' segregată eutectic, în matricea γ'—γ', și o serie de carburi complexe de tip MC și $M_{23}C_6$, dispuse intra și intergranular.

Fig. 2. Aspectul general al microstructurii superaliajului cu baza nichel, în stare turnată, evidențiind principalele faze prezente în sistem: insule de fază γ' eutectică și carburi segregate inter și intragranular în matricea de soluție solidă. Se remarcă de asemenea gradul diferit de segregare al elementelor de aliere manifestat prin rezistența diferită a matricei la atacul chimic (micrografie optică, 100 x).

Rezultate și discuții

Caracteristicile microstructurale ale materialului în stare turnată și după tratamentul ter-

Examinarea probei la microscopul electronic cu baleiaj (care oferă posibilitatea unei rezoluții sporite) a permis evidențierea morfologiei mi-

crostructurii materialului : în matricea de austenită a precipitat, în timpul răcirii care a urmat solidificării, faza cu aspect cuboidal.

Precipitarea fazei γ' a fost favorizată la limitele brațelor dentritice, unde, datorită redistribuirii elementelor de aliere în fața frontului de solidificare, faza lichidă a fost mai bogată în elemente care intră în compoziția acesteia, respectiv aluminiu și titan (fig. 4).

Microstructura aliajului, evidențiată la microscopul electronic cu baleiaj, prezintă într-un mod mai evident decît micrografiile optice prezența carburilor de tip MC, a carburilor de tip $M_{23}C_6$ precipitate la limita de grăunte (fig. 5) și a fazei γ' segregate eutectic (fig. 6).

Prin analiza dispersivă în energie a carburilor de tip MC s-a determinat că acestea conțin Ti, Nb, W și Mo, corespunzînd unei carburi complexe de forma (Ti, Nb, W, Mo) C.

Examinarea probelor prin microscopie electronică prin transmisie a evidențiat, cu o acuratețe sporită, forma și distribuția particulelor de fază γ' (fig. 7).

După tratamentul termic se formează o structură compactă și aliniată la direcții cristalografice $< 110 > \gamma$ de particule cuboidale de fază γ' asociate cu o generație secundară de precipitări. S-a identificat că faza γ' conține, alături de aluminiu, titan și niobiu, avînd formula generală Ni_3 (Al, Ti, Nb) (fig. 8).

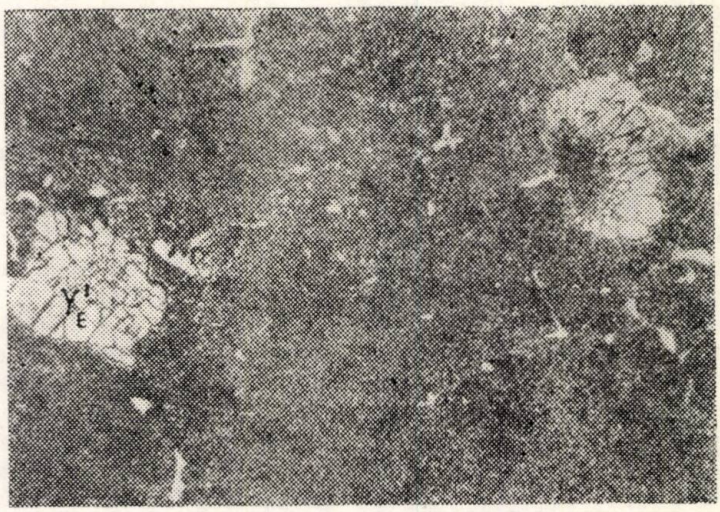


Fig. 3. Detaliu din micrografia din figura 2 evidențiind principalele faze prezente : insule de fază γ' în matricea $\gamma - \gamma'$ și carburi segregate inter și intragranular.

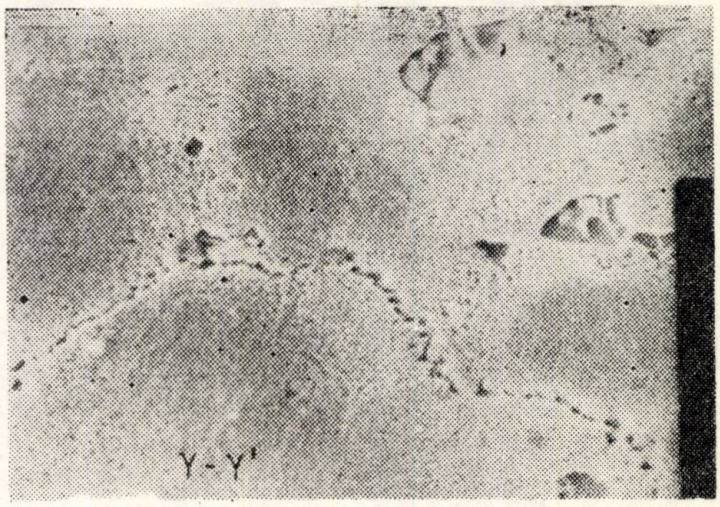


Fig. 4. Aspect microstructural prezentînd gradul diferit de precipitare a fazei γ' în matricea γ, insule de fază γ' și carburi de tip $M_{23}C_6$ intergranulare (microscopie electronică cu baleiaj, 1000 x).

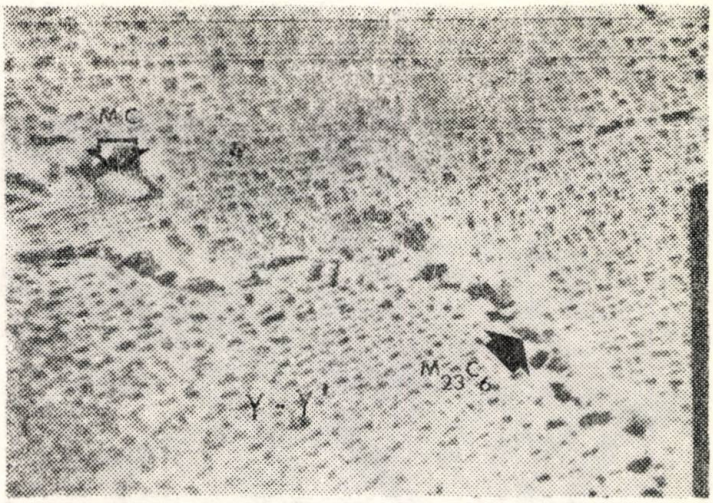


Fig. 5. Detaliu din micrografia din figura 3, prezentînd o limită de grăunte cu precipitări fine de carburi de tip $M_{23}C_6$ (3000 x).

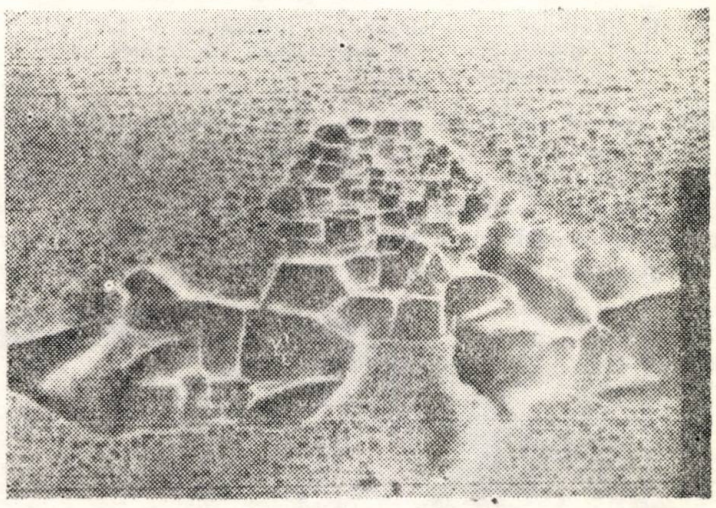


Fig. 6. Insulă de fază γ'_E în matricea $\gamma - \gamma'$ (2000 x).

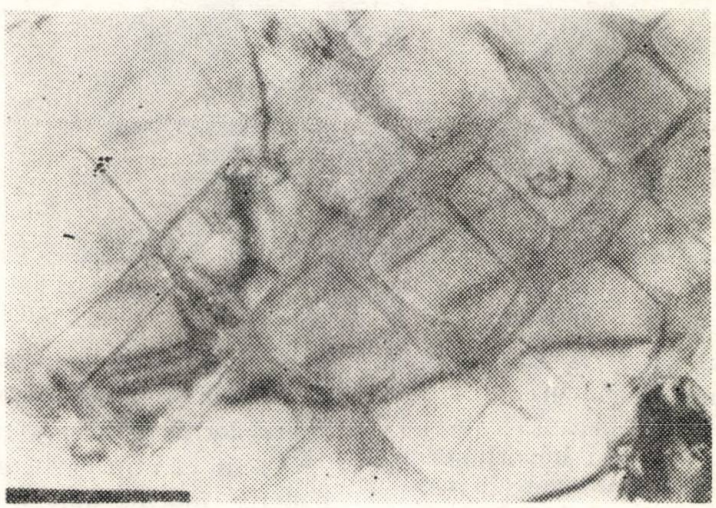


Fig. 7. Particule cuboidale de fază γ' cu dimensiunea medie de 0,9 μm, precipitate în matricea γ (microscopie electronică prin transmisie, 20.000 x).

Ca efect al tratamentului termic, se produce transformarea carburilor de tip MC, care în urma reacției cu matricea gama determină formarea unor precipitări de carburi complexe de tip $M_{23}C_6$, în care M s-a determinat a fi : Cr, Mo, W, Co, Ti și Ni. În același timp, prin procese de difuzie activate termic, tratamentul aplicat a favorizat precipitarea carburilor de tip $M_{23}C_6$ la limitele de grăunte, unde segregarea elementelor care intră în compoziția acestora a fost mai accentuată (fig. 9).

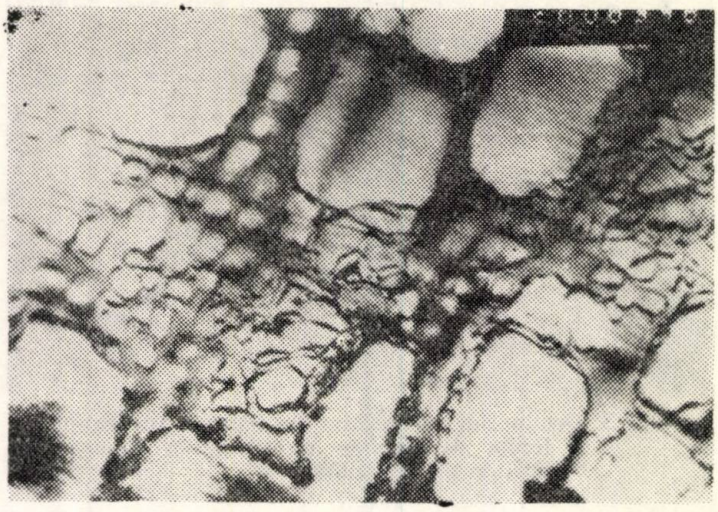


Fig. 8. Generație secundară de precipitări de fază γ', evidențiată prin microscopie electronică prin transmisie (30.000 x).

Din suita de proprietăți mecanice, fluajul constituie caracteristica cea mai importantă a superaliajelor cu baza nichel, utilizate la temperaturi ridicate în construcția motoarelor aero.

Încercarea la fluaj s-a efectuat la temperatura de 900°C și un efort unitar de 250 N/mm² și a permis evaluarea comportării acestui material, precum și evidențierea caracteristicilor microstructurale induse la solicitarea termomecanică.

Testele de fluaj au fost întrerupte după o durată de timp de 300 ore, din epruvete prelevîndu-se probe destinate investigării microstructurale.

S-a constatat că menținerea îndelungată la temperaturi ridicate determină deteriorarea formei cuboidale a precipitărilor de fază γ', ca efect al dezvoltării acestora, și creșterea precipitatelor de carburi de tip $M_{23}C_6$.

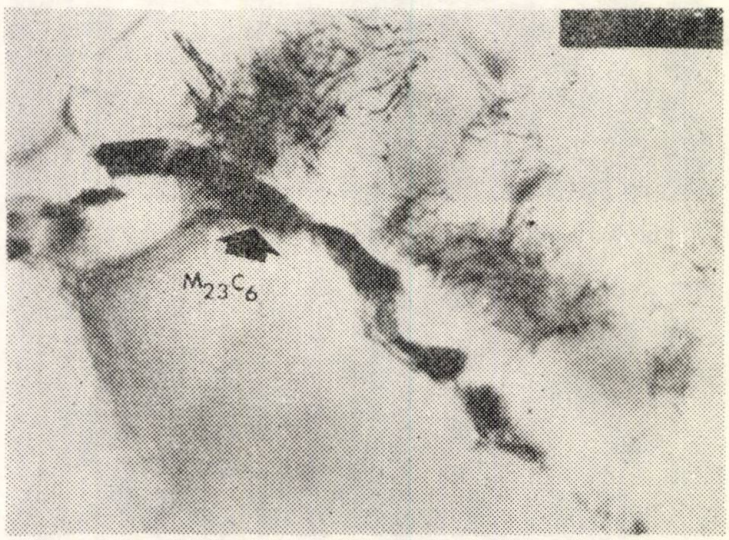


Fig. 9. Carburi de tip $M_{23}C_6$ precipitate intergranular (20.000 x).

Ca un efect nedorit, deși așteptat, după expunerea îndelungată la temperaturi ridicate, în structura superaliajului s-au format faze σ (structura t.c.p.) care au nucleat atît pe carburi primare de tip MC, cît și în matricea gama,

în microzonele unde gradul de segregare al elementelor de aliere a fost mai mare (fig. 10).

de tip MC și chiar pe matrice. Aceste faze sînt aliniate în general pe planele {111} γ′ (fig. 10.).

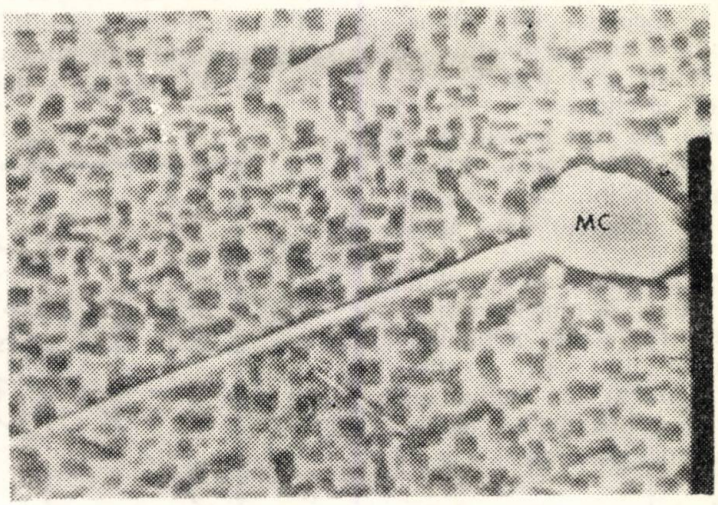


Fig. 10. Fază σ nucleată pe o carbură de tip MC (6000 x).

Concluzii

1. În stare turnată materialul prezintă o structură γ — γ′ cu insule neregulate ca formă și distribuție de fază γ segregată eutectic și carburi de tip MC în care M este Ti, Nb, W, Mo (fig. 2 și 3).

2. După tratamentul termic, are loc precipitarea intergranulară a carburilor complexe de forma Cr_{21} (Mo, W, Co, Ti, Ni)$_2C_6$. Faza γ′, avînd formula Ni_3 (Al, Ti, Nb), este aliniată la direcții cristalografice $< 110 >$ γ (fig. 5).

3. După încercarea la fluaj, materialul suferă transformări structurale, în sensul creșterii cuboizilor de fază γ′ și a particulelor de carburi $M_{23}C_6$ (fig. 9).

4. Ca efect al menținerii îndelungate la temperaturi ridicate, se creează condițiile necesare dezvoltării unor plachete de fază σ care au nucleat pe carburi.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Evans, R.W., Wilshiere, B.:* Creep behaviour of superalloy blade materials, Materials Science and Technology, vol. 3, 701—705, septembrie 1987.

[2] *Law, C.C., Ashdown, C.P., ș.a.:* Sigma phase formation in conventional and PM nichel-base superalloys, Material Science, 627—634, noiembrie 1979.

[3] *Nica, M., Matache, Gh., Dragnea, Mariana:* Influența încercărilor la fluaj asupra caracteristicilor microstructurale ale unui superaliaj cu baza nichel, Simpozion I.M.R.A. — București, iunie, 1988.

[4] *Sîrbu, C., Vasiliu, F., Matache, Gh., ș.a.:* Caracterizarea fazelor și precipitatelor formate într-un superaliaj pe bază de nichel, prin tehnici de microscopie electronică, difracție de electroni și spectometrie de raze X, Progrese în fizică, Galați, octombrie, 1986.

CZ : 621.951

Contribuţii privind tehnologia de execuţie a găurilor pătrate utilizînd teoria generării prin aşchiere cu directoare cinematică

Ing. Constantin **OPRAN**, dr. ing. Aurelian **VLASE** — Institutul Politehnic București

Cosideraţii teoretice privind generarea suprafeţelor poligonale

Se cunoaște din literatura de specialitate [1, 2] că generarea găurilor cilindrice se realizează utilizînd directoare materializată, ca de exemplu, în cazul burghiului elicoidal, cea a adîncitorului, a alezorului, a broșei etc. Avînd în vedere forma găurilor pătrate în secțiune transversală, cît și faptul că prelucrarea prin mortezare are o productivitate foarte scăzută, iar broșarea găurilor înfundate nu este posibilă, s-a dezvoltat ideea prelucrării prin generare cu directoare cinematică. În acest scop, s-a utilizat o sculă adecvat proiectată, ale cărei tăișuri să realizeze astfel de traiectorii, încît să fie obținută cinematic directoarea cît mai aproape de forma unui pătrat. Pornind de la faptul că

traiectoriile tăișurilor sînt niște curbe de tipul epicicloidelor și că aceste epicicloide sînt, de fapt, niște curbe plane descrise de un punct al unui cerc, care se rostogolește fără alunecare pe un alt cerc fix, s-a stabilit modul de generare, înlocuind punctul care descrie epicicloida cu tăișul sculei aşchietoare. Ținînd seama de cele prezentate, s-a tras concluzia că modul de obținere a epicicloidelor poate fi folosit, în prelucrarea prin aşchiere, ca principiu de prelucrare a găurilor poligonale cu scule speciale neghidate.

Dacă epicicloida poate fi generată cu două sau mai multe puncte, atunci, în mod corespunzător, scula care realizează gaura poligonală poate avea unul sau mai multe tăișuri. Avantajul prelucrării cu mai multe tăișuri aşchietoare constă în faptul că solicitarea sculei la încovoiere este mult mai mică, spre deosebire de cazul prelucrării cu un singur tăiș.

Acest lucru va conduce la o creștere a capacității de aşchiere a sculei și, corespunzător, la o creștere a productivității muncii. Totodată se obține și o creștere a calității suprafeței prelucrate, dacă avansul rămîne același ca în cazul prelucrării cu un singur tăiș. Teoretic, se poate demonstra că numărul punctelor care descriu o epicicloidă sau o hipocicloidă este întotdeauna mai mic cu o unitate decît numărul de ramuri al epicicloidei sau hipocicloidei obținute.

De exemplu, în cazul găurlor pătrate, epicicloida trebuie să aibă patru ramuri descrise de trei puncte, ceea ce conduce la concluzia că scula specială trebuie să aibă trei tăișuri, conform principiului de generare prezentat în figura 1. Se observă, în această figură, că cen-

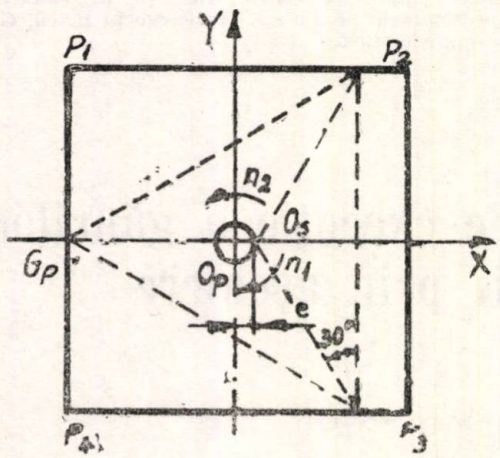


Fig. 1

trul sculei O_s este plasat excentric, la distanța e, față de centrul găurii pătrate O_p. De asemenea, mișcarea de rotație a sculei n este în sens invers mișcării planetare n_2 executată de centrul sculei O_s, în jurul centrului găurii O_p. Cele două turații se găsesc într-un raport bine determinat, care se va demonstra în continuare. Pentru a înțelege mai bine cinematica prelucrării se observă, în figura 2, că atunci cînd vîrful unui tăiș al sculei se află în punctul M', centrul sculei se află în O_s', iar cînd vîrful tăișului se află în punctul M', centrul sculei se află în O_s', Pentru a determina raportul celor

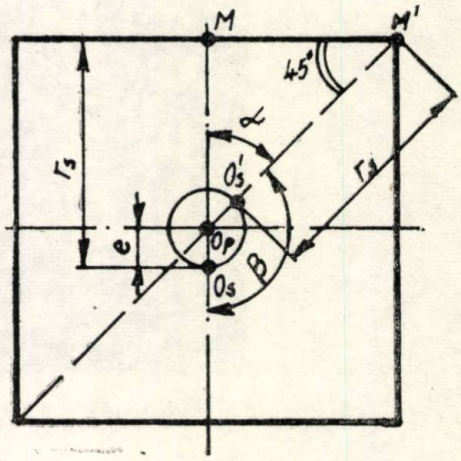


Fig. 2

două turații, s-a notat pe figură cu α, unghiul cu care s-a rotit scula, în sensul de rotire al acelor de ceas, și cu β, unghiul de rotire al centrului sculei, în sensul trigonometric. Se observă în figură, că :

$$\alpha + \beta = 180° \tag{1}$$

Unghiul la centru corespunzător unei laturi în cazul unui poligon regulat cu „n" laturi, este :

$$\varphi = \frac{360°}{n} \tag{2}$$

În aceste condiții, unghiul α reprezintă semiunghiului la centru, adică :

$$\alpha = \frac{\varphi}{2} = \frac{360°}{2n} = \frac{180°}{n} \tag{3}$$

Ținînd seamă de relațiile (1) și (3) se obține:

$$\beta = 180^0 - \alpha = 180^0 - \frac{180^0}{n} = \frac{180^0}{n}(n-1) \tag{4}$$

Dacă se înlocuiește unghiul α din relația (3) în relația (4) se obține :

$$\beta = \alpha\ (n-1) \tag{5}$$

Pe de altă parte, din mișcarea circulară, se poate scrie :

$$\alpha = \omega_1 t = 2\pi\nu_1 t = 2\pi \frac{n_1}{60} t = \frac{\pi n_1 t}{30} \tag{6}$$

$$\beta = \omega_2 t = 2\pi\nu_2 t = 2\pi \frac{n_2}{60} = \frac{\pi n_2 t}{30} \tag{7}$$

Se introduc relațiile (6) și (7) în relația (5) și se obține :

$$\frac{\pi n_2 t}{30} = \frac{\pi n_1 t}{30}(n-1), \text{ adică,}$$

$$n_2 = n_1 (n-1) \tag{8}$$

In cazul poligonului regulat cu patru laturi ($n = 4$), rezultă :

$$n_2 = 3\ n_1 \text{ sau } n_2/n_1 = 3, \tag{9}$$

ceea ce reprezintă raportul celor două turații pentru generarea găurilor pătrate, în care n_1 este turația sculei în jurul axei proprii și n_2 — turația centrului sculei în jurul centrului găurii de prelucrat.

Sabilirea ecuațiilor parametrice privind traiectoria celor trei tăișuri care generează profilul pătrat

Pentru stabilirea ecuațiilor parametrice ale traiectoriei, se pleacă de la un caz general, pentru un poligon regulat cu n laturi, ca în figura 3, în care s-au făcut următoarele notații :

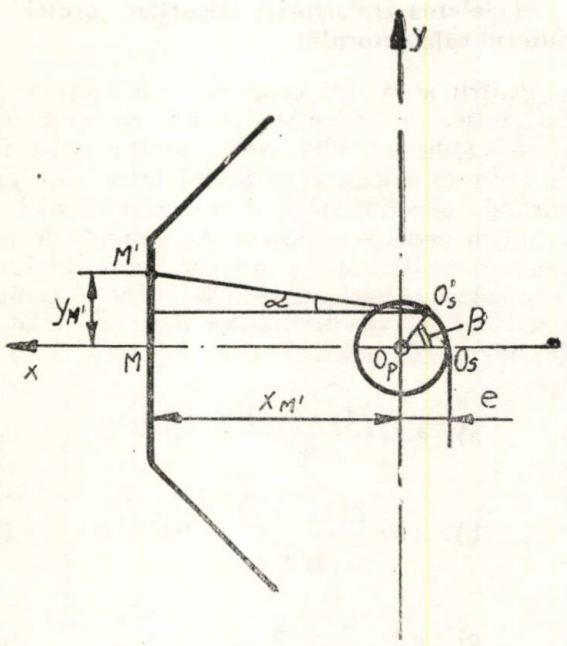


Fig. 3

O_P este centrul găurii de prelucrat ;

O_S — centrul sculei ;

α — unghiul de rotație al sculei în jurul axei proprii ;

β — unghiul de rotație al centrului sculei în jurul axei găurii de prelucrat ;

M și M' — două poziții succesive ale tăișului sculei aşchietoare ;

MO_s — raza sculei în poziție inițială ;

$M'O'_s$ — raza sculei în poziție imediat următoare.

Se consideră un sistem de referință legat de piesă XO_PY, avînd originea în centrul găurii de prelucrat, conform figurii 3. În aceste condiții, coordonatele punctului M' față de acest sistem sînt :

$$\begin{cases} X_{M'} = M'O'_s \cos\alpha - O_PO'_s \cos\beta \\ Y_{M'} = M'O'_s \sin\alpha + O_PO'_s \sin\beta \end{cases} \tag{10}$$

Avînd în vedere că $MO_s = M'O'_s = r_s$ = raza sculei și $O_PO'_s = O_PO_s = e$ = excentricitatea între centrul sculei și centrul găurii de prelucrat, sistemul (10) devine :

$$\begin{cases} X_{M'} = r_s \cos\alpha - e\cos\beta \\ Y_{M'} = r_s \sin\alpha + e\sin\beta \end{cases} \tag{11}$$

Raza sculei r_s și mărimea excentricității e pot pot fi calculate în mai multe feluri.

a) Dacă se impune ca tăișurile sculei să treacă prin colțurile pătratului și prin mijloacele laturilor, atunci se va considera situația prezentată în figura 2. Conform cu această figură rezultă următoarele :

$$r_s = \frac{L}{2} + e \tag{12}$$

$$r_s = M'O'_s = M'O_p - O_pO'_s \tag{13}$$

Din $\Delta\ MM'O_P$ rezultă :

$$M'O_P = \frac{MO_P}{\sin 45} = \frac{L/2}{\sqrt{2}/2} = \frac{L}{\sqrt{2}} = \frac{L\sqrt{2}}{2} \tag{14}$$

adică,

$$r_s = \frac{L\sqrt{2}}{2} - e \tag{15}$$

Egalînd relațiile (12) și (15) rezultă expresia excentricității :

$$e = \frac{L(\sqrt{2}-1)}{4} \tag{16}$$

Ținînd seamă de relațiile (12) și (16) rezultă :

$$r_s = \frac{L(\sqrt{2}+1)}{4} \tag{17}$$

În cazul găurilor pătrate se înlocuiește în relația (5), $n = 4$ și se obține : $\beta = 3\ \alpha$. Avînd în vedere acest lucru și ținînd seama de relațiile (16) și (17), sistemul (11) devine :

$$\begin{cases} X_{M'} = \dfrac{L(\sqrt{2}+1)}{4}\cos\alpha - \dfrac{L(\sqrt{2}-1)}{4}\cos 3\alpha \\ Y_{M'} = \dfrac{L(\sqrt{2}+1)}{4}\sin\alpha + \dfrac{L(\sqrt{2}-1)}{4}\sin 3\alpha \end{cases} \tag{18}$$

sau

$$\begin{cases} X_{M'} = \frac{L}{4}\left[(\sqrt{2}+1)\cos\alpha - (\sqrt{2}-1)\cos 3\alpha\right] \\ Y_{M'} = \frac{L}{4}\left[(\sqrt{2}+1)\sin\alpha + (\sqrt{2}-1)\sin 3\alpha\right] \end{cases} \quad (19)$$

b) Dacă se pleacă de la schema prezentată în figura 1, în care se impune ca cele trei tăișuri ale sculei să fie dispuse în vîrfurile unui triunghi echilateral, de latură egală cu latura găurii de prelucrat, atunci rezultă ;

$$r_s = \frac{L}{2} + e \quad (20)$$

$$\cos 30 = \frac{L/2}{r_s}; \text{ adică, } r_s = \frac{L}{\sqrt{3}} \quad (21)$$

Din relațiile (20) și (21) rezultă :

$$e = \frac{L(2-\sqrt{3})}{2\sqrt{3}} \quad (22)$$

Ținînd seama că, în cazul găurilor pătrate, $\beta = 3\alpha$, precum și de relațiile (21) și (22), sistemul (11) devine :

$$\begin{cases} X_{M'} = \frac{L}{\sqrt{3}}\cos\alpha - \frac{L(2-\sqrt{3})}{2\sqrt{3}}\cos 3\alpha \\ Y_{M'} = \frac{L}{\sqrt{3}}\sin\alpha + \frac{L(2-\sqrt{3})}{2\sqrt{3}}\sin 3\alpha \end{cases} \quad (23)$$

$$\begin{cases} X_{M'} = \frac{L}{\sqrt{3}}\left(\cos\alpha - \frac{2-\sqrt{3}}{3}\cos 3\alpha\right) \\ Y_{M'} = \frac{L}{\sqrt{3}}\left(\sin\alpha + \frac{2-\sqrt{3}}{2}\sin 3\alpha\right) \end{cases} \quad (24)$$

c) Din teoria de generare a curbelor ciclice închise, de tipul epicicloidelor și hipocicloidelor, aproximate cu poligoane regulate închise, s-a demonstrat existența relației :

$$e = \frac{a}{n(n-2)} \quad (25)$$

în care :

a este apotema poligonului generat ;
e — excentricitatea ;
n — numărul de laturi al poligonului.

În cazul profilelor pătrate, unde $a = L/2$, se obțin expresiile :

$$e = \frac{a}{n(n-2)} = \frac{L/2}{4(4-2)} = \frac{L}{16} \quad (26)$$

$$r_s = e + \frac{L}{2} = \frac{L}{16} + \frac{L}{2} = \frac{9L}{16} \quad (27)$$

Înlocuind relațiile (26) și (27) în sistemul (11) se obține :

$$\begin{cases} X_{M'} = \frac{9L}{16}\cos\alpha - \frac{L}{16}\cos 3\alpha \\ Y_{M'} = \frac{9L}{16}\sin\alpha + \frac{L}{16}\sin 3\alpha \end{cases} \quad (28)$$

sau

$$\begin{cases} X_{M'} = \frac{L}{16}(9\cos\alpha - \cos 3\alpha) \\ Y_{M'} = \frac{L}{16}(9\sin\alpha + \sin 3\alpha) \end{cases} \quad (29)$$

Modelarea traiectoriei tăișurilor sculei cu ajutorul calculatorului

Pentru stabilirea ecuațiilor parametrice ale traiectoriei tăișurilor sculei, au rezultat trei sisteme (19), (24) (29), corespunzător celor trei variante de calcul, care diferă între ele prin mărimea excentricității e și a razei sculei r_s. Avînd în vedere că raza sculei depinde de mărimea excentricității, pentru a studia diferența între cele trei variante este suficient să comparăm valorile excentricităților date de relațiile (16), (22) și 26, adică :

$$\left.\begin{array}{ll} \text{a)} & e = \frac{L(\sqrt{2}-1)}{4} = 0{,}102\ L \\ \text{b)} & e = \frac{L(2-\sqrt{3})}{2\sqrt{3}} = 0{,}078\ L \\ \text{c)} & e = \frac{L}{16} = 0{,}062\ L \end{array}\right\} \quad (30)$$

Deși mărimile excentricităților au valori apropiate, s-a constatat, în cadrul determinărilor experimentale, că eroarea de profil depinde foarte mult de variațiile mici ale excentricității.

Dacă pentru e nu se ia valoarea optimă, atunci profilul rezultă deformat ca în figura 4. Profilul deformat din figura 4, a este generat de o valoare a lui e mai mică față de cea optimă, iar profilul deformat din figura 4, b este

generat de o valoare a lui e mai mare față de cea optimă. În vederea găsirii variantei optime, s-au modelat pe calculator cele trei sisteme de ecuații. Dînd valori lui α din grad în grad au fost obținute, cu ajutorul calculatorului, coordonatele X_M și Y_M pentru diferite valori ale laturii L. Rezultatele au fost folosite pentru trasarea pe plotter a traiectoriei tăișurilor sculei așchietoare, în cazul prelucrării găurilor pătrate. S-a demonstrat, astfel, că varianta **b** este varianta optimă, care asigură profilul cel mai precis, prezentat în figura 5, dat de ecuațiile parametrice (24).

În aceste condiții, se recomandă, pentru calculul razei sculei r_s și excentricității e, relațiile (20) și (22), deosebit de importante la proiectarea sculei speciale și a dispozitivului de prelucrat găuri poligonale.

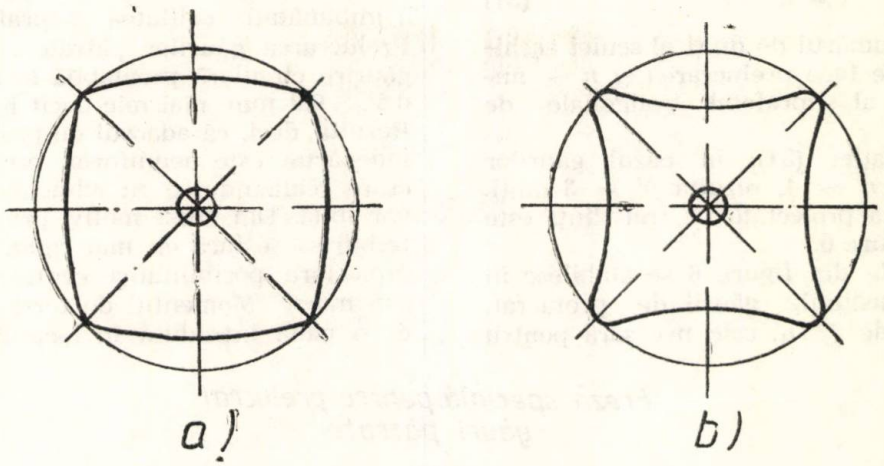


Fig. 4

Elemente de proeictare a sculei pentru prelucrarea găurilor pătrate

Sculele pentru executat găuri poligonale sînt scule speciale, dar care pot fi concepute ca niște freze cilindro-frontale cu dinți drepți, care nu pun probleme de execuție, din punct de vedere tehnologic.

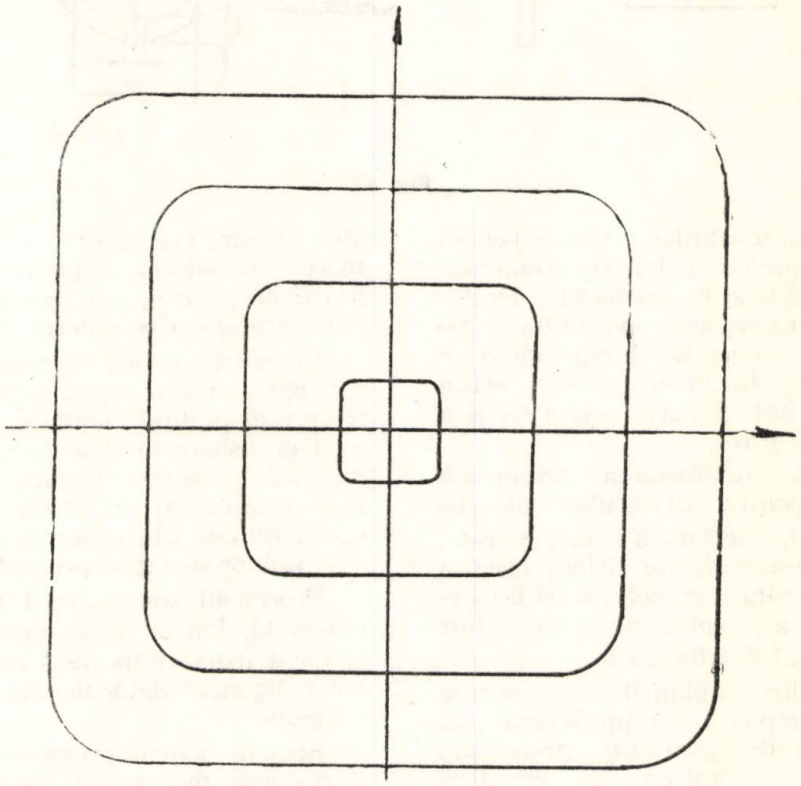


Fig. 5

Avînd în vedere aspectele teoretice prezentate anterior, se poate spune că numărul dinților sculei și numărul de laturi al poligonului de prelucrat se găsesc într-o strinsă dependență exprimată prin relația :

$$N = n - 1 \qquad (31)$$

în care N este numărul de dinți al sculei aşchietoare cu care se face prelucrarea și n — numărul de laturi al suprafeței poligonale de prelucrat.

Conform relației (31), în cazul găurilor pătrate, în care $n = 4$, rezultă $N = 3$ dinți. O astfel de freză proiectată cu trei dinți este prezentată în figura 6.

Cotele A și L_1 din figura 6 se stabilesc în funcție de dimensiunile găurii de prelucrat. Gaura centrală de $\varnothing D_1$, este necesară pentru

Freză specială pentru prelucrat găuri pătrate

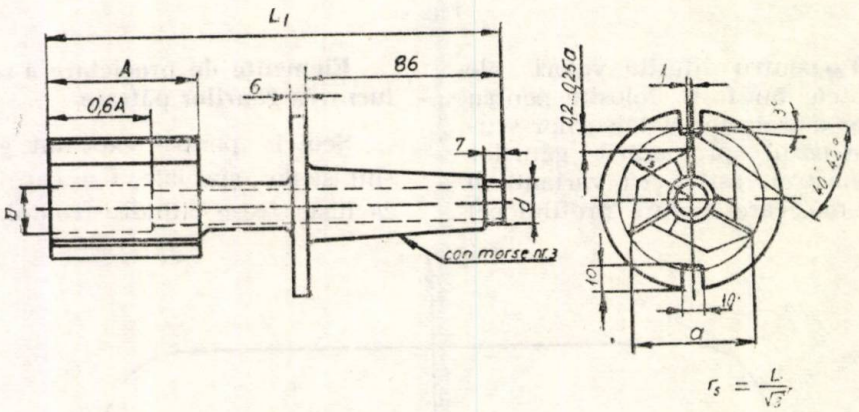


Fig. 6

a înlesni prelucrarea muchiilor active și pentru o reascuțire mai ușoară a sculei. De asemenea, gaura centrală servește și la evacuarea așchiilor din zona de lucru interioară, posibilitate pe care frezele obișnuite nu o au. Lungimea A se alege în funcție de adîncimea găurii, astfel încît să se asigure atît ghidarea sculei cît și o rezervă pentru reascuțire.

Avînd în vedere optimizarea prezentată anterior, s-a găsit pentru raza sculei, valoarea $r_s = L/\sqrt{3}$, în care L este latura găurii pătrate, ce urmează a fi prelucrată. De altfel, această valoare este considerată o caracteristică importantă de proiectare a sculei și de aceea a fost trecută și pe desenul din figura 6.

În vederea stabilirii unghiurilor de așezare și degajare constructive, s-a ținut seama că, datorită cinematicii de generare prezentată anterior, unghiurile de așezare și degajare funcționale variază în timpul așchierii. În acest sens, pentru a evita frecările, mai ales la suprafețele de așezare ale dinților, și ținînd seama și de unele recomandări din lteratura de specialitate [2, 5], s-a adoptat pentru unghiul de așezare, constructiv, valoarea $\alpha = 40^{+2}_{0}$, în cazul sculelor de prelucrat găuri pătrate, conform figurii 6. Fața $f = 1$ mm, sub un unghi de așezare constructiv $\alpha_f = 3^0 \ldots 5^0$, are rolul de a îmbunătăți calitatea suprafeței prelucrate. Prelucrarea găurilor pătrate se face după o găurire circulară prealabilă la un diametru cu 0,5 ... 0,8 mm mai mic decît latura pătratului. Rezultă, deci, că adaosul de prelucrare ce va fi îndepărtat este neuniform, procesul de prelucrare realizîndu-se cu adîncime de așchiere variabilă. Din acest motiv, prinderea sculei va trebui să se facă cît mai rigid, prevăzînd din proiectare posibilitatea centrării și fixării pe con morse. Momentul de torsiune este preluat de o pană introdusă în locașul prismatic de 10×10 mm, practicat în gulerul sculei aşchietoare. În vederea asigurării sculei împotriva ieșirii de pe con, s-a prevăzut o piuliță olandeză care apasă pe gulerul sculei.

În cazul în care dimensiunea transversală a părții active a sculei depășește orificiul de trecere al piuliței olandeze, se renunță la acest mod de asigurare și se introduce prin gaura centrală a sculei (reprezentată în fig. 6 cu linie întreruptă) un șurub care pătrunde în gaura filetată din arborele port-sculă al dispozitivului proiectat și prezentat mai departe.

Procedeul are ca avantaj, față de o frezare obișnuită, faptul că așchierea este continuă, element foarte important la prelucrarea găurilor poligonale datorită adîncimii de așchiere variabile.

Sculele pentru prelucrat găuri pătrate pot fi realizate din oțeluri rapide R_{p5}, R_{p}, C 120, sau alte materiale care să aibă o duritate superioară materialului de prelucrat, cu proprietatea de a-și menține timp îndelungat rezis-

tența la uzură și să asigure o rezistență mecanică suficientă tăișului sculei.

Calculul regimului de așchiere la prelucrarea găurilor pătrate

Conform figurii 7, adîncimea de așchiere ia valori de la $t_{min} = 0{,}2 \ldots 0{,}3$ mm pînă la $t_{max} = L\sqrt{2}/2 - L/2 = 2{,}205\ L$. Avînd în vedere, că dispozitivul proiectat are posibilitatea de a prelucra găuri pătrate cu latura pătratului pînă la 36 mm ($L_{max} = 36$ mm), rezultă $t_{max} = 0{,}205\ L_{max} = 0{,}205 \cdot 36 = 7{,}38$ mm. Pentru restul găurilor pătrate de laturi mai mici, vor rezulta adîncimi de așchiere mai mici. Avansul de lucru se recomandă să se aleagă în domeniul $s = 0{,}08 \ldots 0{,}2$ mm/rot. Valorile mici se recomandă la găuri pătrate cu laturi mai mari și, deci, cu adîncimi de așchiere mai mari, respectiv, valorile mai mari se recomandă la prelucrarea găurilor cu laturi mai mici și, deci, cu adîncimi de așchiere mai mici. Dacă se ia, ca exemplu, prelucrarea găurilor cu latura $l_{max} = 36$ mm, se recomandă deci, $s = 0{,}08$ mm/rot.

În continuare se stabilește viteza de așchiere realizată de sculă, respectînd următoarele recomandări din literatura de specialitate [5] :

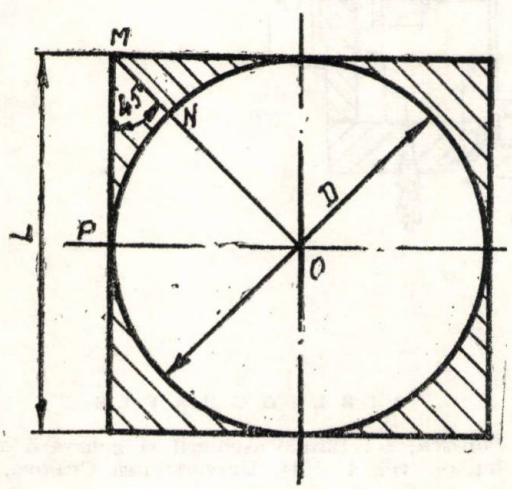


Fig. 7

a) pentru găurirea pieselor din oțel carbon, $v = 7 \ldots 13$ m/min, valorile mai mici se aleg pentru oțelurile cu rezistența la rupere mai mare și invers ;

b) pentru fontă cenușie, $v = 8 \ldots 10$ m/min valorile mai mici se aleg pentru fontele cu durități mai mari și invers ;

c) pentru fontă maleabilă, $v = 9 \ldots 12$ m/min ;

d) pentru alamă, $v = 11 \ldots 14$ m/min ;

e) pentru bronz $v = 15 \ldots 23$ m/min ;

f) pentru aluminiu, $v = 34 \ldots 41$ m/min.

Turația sculei se stabilește în funcție de viteza de așchiere și diametrul sculei. Dacă se ia, în continuare, același exemplu de prelucrare a unei găuri pătrate cu latura $L_{max} = 36$ mm, rezultă diametrul sculei, $D_s = 2r_s = 2\ L/\sqrt{3} = 2 \cdot 36/\sqrt{3} = 41{,}6$ mm și turația sculei :

(32)

$$n_s = \frac{1000 \cdot v}{\pi D_s} = \frac{1000 \cdot 10}{3{,}14 \cdot 41{,}6} = 76{,}5 \text{ rot/min},$$

în care s-a ales $v = 10$ m/min, în cazul prelucrării unui oțel carbon cu rezistența la rupere medie ($R = 65$ daN/mm^2).

În aceste condiții, turația centrului sculei în jurul centrului piesei, care se execută în sens invers, va rezulta :

$$n_e = 3n_s = 3 \cdot 76{,}5 = 229{,}5 \text{ rot/min} \quad (33)$$

Prezentarea dispozitivului proiectat și realizat în vederea prelucrării găurilor poligonale

Dispozitivul prezentat în figura 8 poate prelucra atît găuri pătrate cît și găuri hexagonale cu latura pînă la 36 mm. După cum s-a mai arătat, pentru prelucrare sînt necesare două mișcări suprapuse care trebuie să le primească scula : una de rotație a sculei în jurul axei proprii și una de rotație a centrului sculei în jurul centrului găurii de prelucrat (mișcarea planetară), în sens invers primei mișcări. Aceste două mișcări sînt asigurate prin angrenajele cilindrice z_1/z_2 și z_3/z_4, respectiv z_5/z_6 pentru găuri hexagonale sau z_7/z_8 pentru găuri pătrate.

Reglajul excentricității se face în mod continuu prin rotirea relativă a arborilor tubulari excentrici **A** și **B**. Dispozitivul poate lucra pe o mașină de găurit, centrarea făcîndu-se pe con morse iar fixarea cu flanșă.

Pentru prevenirea vibrațiilor și obținerea unei mai bune rigidități a dispozitivului, la montarea pe mașina de găurit sînt prevăzute două coloane de rigidizare. Un astfel de dispozitiv a fost realizat și se află montat pe o mașină de găurit universală în laboratorul de Tehnologia construcției de mașini din facultatea T.C.M. — București.

Concluzii

Din analiza determinărilor expermentale și avînd în vedere procedeul de generare aplicat, rezultă o foarte bună aproximare a rectilinității de generare a laturilor și o rotunjire acceptabilă a colțurilor, astfel încît metoda se poate aplica industrial. Existența racordărilor la colțurile suprafețelor interioare poligonale (fig. 5) are avantajul eliminării concentratorilor de tensiune și creșterii fiabilității în exploatare.

Comparativ cu procedeul de mortezare a găurilor poligonale, acest procedeu de generare cu directoare cinematcă are o eficiență economică cu mult mai

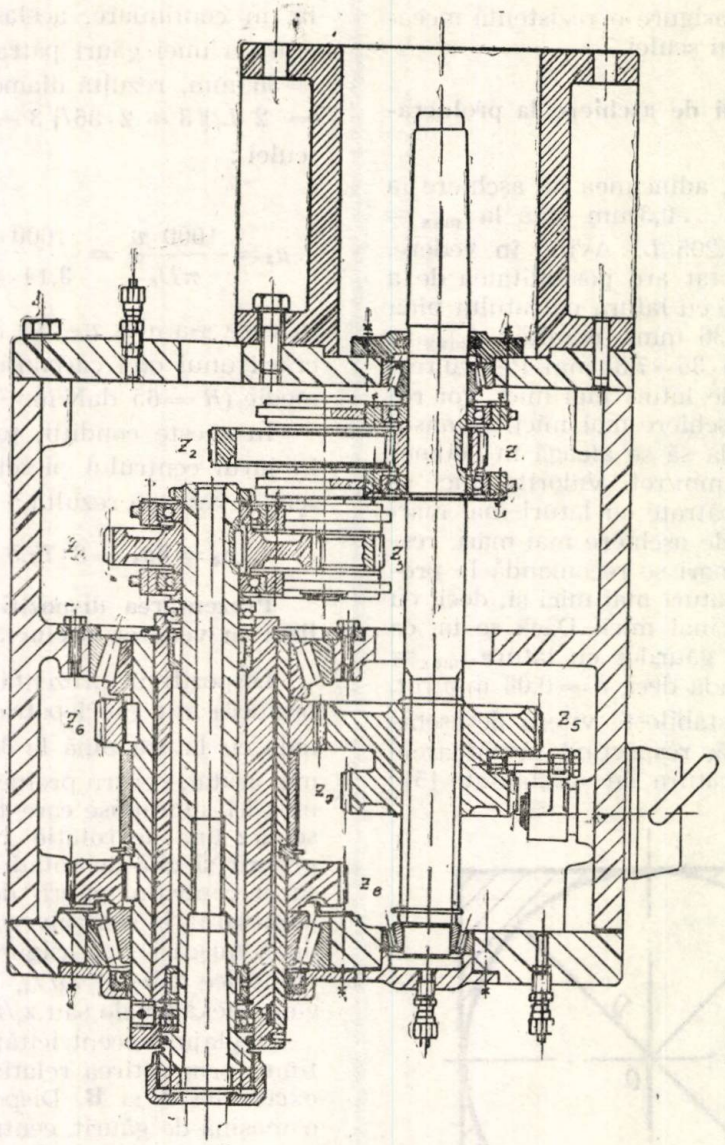


Fig. 8

bună, în sensul că timpul de prelucrare și costul final al prelucrării sînt mult mai mici. Faptul că procedeul se poate aplica inclusiv la prelucrarea găurilor poligonale înfundate, unde broșarea nu este posibilă, mărește utilitatea acestui procedeu, recomandîndu-l aproape la toate tipurile de producție: individuală, de serie mică, mijlocie și mare. Dacă se conjugă aceste prelucrări poligonale interioare prin găurire, cu cele exterioare prin strunjire, se pot obține ansamblări între piese cu caracteristici geometrice, similare, ce pot oferi o fiabilitate sporită în exploatare și un cost redus al prelucrărilor.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Popescu, I.*: Bazele așchierii și generării suprafețelor, vol. I și II, Universitatea Craiova, 1981.

[2] *Sauer, L.*: Scule pentru prelucrarea găurilor, Editura Tehnică, 1966.

[3] *Epureanu, L. ș.a.*: Tehnologia construcțiilor de mașini, E.D.P., 1983.

[4] *Opran, C. ș.a.*: Contribuții privind așchierea suprafețelor interioare prin generare continuă. TEHNOMUS-87, Suceava, 1987.

[5] *Vlase, A. ș.a.*: Regimuri de așchiere, adaosuri de prelucrare și norme tehnice de timp, vol. I Editura tehnică, București, 1983.

CZ : 621.951.45

Elemente de bază în proiectarea burghielor pentru alezaje lungi

Conf. dr. ing. M. **COZMÎNCĂ**, asist. ing. C. **CONSTANTINESCU** — Institutul Politehnic Iaşi

Introducere

Prelucrarea prin aşchiere a alezajelor ocupă o pondere însemnată în cadrul tehnologiilor de prelucrare specifice industriei constructoare de maşini. Din punct de vedere tehnologic, prelucrare alezajelor lungi ridică probleme deosebite, deoarece lungimea de prelucrare este mult mai mare decît diametrul alezajului. În funcţie de valorile raportului L/D alezajele se împart în următoarele categorii :

alezaje scurte pentru $L/D<1$;
alezaje uzuale pentru $L/D = 1 \ldots 5$;
alezaje lungi pentru $L/D>5$;
alezaje foarte lungi pentru $L/D>50$ [1, 2, 3, 4, 7].

Prelucrarea cu burghie elicoidale standard sau specializate se poate desfăşura în condiţii tehnico-economice avantajoase dacă $L/D<10$—12.

Pentru prelucrarea alezajelor lungi şi foarte lungi, s-au impus procedee şi tehnologii de prelucrare moderne, la care mediul de aşchiere lichid, introdus la presiuni şi debite mari, serveşte la îmbunătăţirea durabilităţii sculei şi la evacuarea şi transportul aşchiilor. Astfel, pentru alezaje lungi cu diametrul cuprins între 3 şi 20 sau 30 mm, se foloseşte procedeul de prelucrare cu burghie monotăiş (cunoscute în alte limbi sub denumirile Gun-Drill ; Einlippenbohrer ; rujeinoe sverlo ; forèt 3/4). Aceste burghie sînt formate dintr-o parte aşchietoare sau cap de găurit **1** şi o ţeavă **2** cu canal exterior rectiliniu în „V" pentru evacuarea aşchiilor. La acest procedeu de prelucrare, burghiul execută mişcarea de avans, fiind menţinut în poziţia de aşchiere de către o bucşă de ghidare **3**, iar piesa semifabricat **4** execută mişcarea principală de aşchiere conform figurii 1, a, [6, 7, 9—12].

Pentru prelucrarea alezajelor cu diametrul cuprins între 6 şi 70 mm, s-a impus procedeul B.T.A. (Boring and Trepanning Association), numit uneori şi procedeul S.T.E. (Single Tube System), la care capul de găurit **1** este fixat la o ţeavă **2**, prin care se realizează evacuarea şi transportul aşchiilor cu ajutorul uleiului de aşchiere. Pentru ghidarea iniţială a burghiului şi pentru introducerea uleiului de aşchiere, se foloseşte un dispozitiv de alimentare şi de ghidare-etanşare conceput conform figurii 1, b. Acest procedeu se poate utiliza şi în varianta sculă rotativă [14—15].

Performanţe superioare, în ceea ce priveşte evacuarea sigură a aşchiilor, se obţin cu procedeul de aşchiere Ejector-Coromant, la care pentru diametre cuprinse între 20 şi 70 mm, scula este alcătuită dintr-un cap de găurit **1**, o ţeavă exterioară **2** şi o ţeavă interioară **3**. În conformitate cu figura 1, c, uleiul de aşchiere este condus în zona de lucru prin spaţiul inelar format între ţeava exterioară **2** şi ţeava interioară **3**, iar evacuarea lui împreună cu aşchiile se realizează prin ţeava **3**. La acest procedeu, capul de găurit este prevăzut cu un număr de orificii înclinate **a**, datorită cărora se realizează efectul de ejecţie (de antrenare a aşchiilor spre interiorul ţevii 3). Pe lîngă varianta prezentată în figura 1, c, este posibilă şi varianta cu sculă rotativă [23, 24].

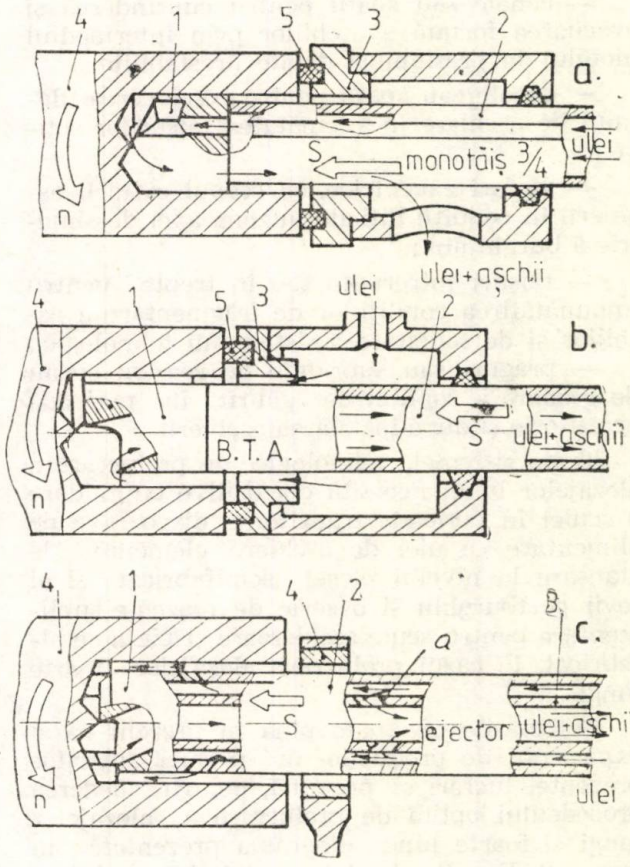


Fig. 1 Procedee moderne de prelucrare a alezajelor lungi.

Procedeele BTA şi Ejector-Coromant se utilizează cu succes (în special procedeul BTA) şi la prelucrarea alezajelor cu diametre peste

70 mm. În acest caz se definește găurirea inelară adîncă, la care se recuperează un miez central (netransformat în așchii) [7, 23, 24].

Alegerea procedeului optim de prelucrare a alezajelor lungi și foarte lungi

Procedeele de prelucrare cu burghie monotăiș (tip 3/4, BTA și Ejector-Coromat) s-au impus ca urmare a satisfacerii parțiale sau totale a următoarelor cerințe specifice așchierii metalelor :

— evacuare sigură a așchiilor ;
— consum redus de energie ;
— deviere axială redusă ;
— precizie și calitate de suprafață, ridicate ;
— durabilitate ridicată pentru scula așchietoare ;
— comportare dinamică bună (vibrații și zgomot la nivelele admise) ;
— cost de prelucrare redus și productivitate ridicată.

Burghiele utlizate la realizarea prin așchiere a alezajelor lungi și foarte lungi sînt caracterizate prin următoarele elemente constructiv-funcționale specifice :

— canale sau spații pentru cuprinderea și evacuarea forțată a așchiilor prin intermediul uleiului la presiuni și debite prestabilite ;
— canale sau spații pentru conducerea uleiului de așchiere în vecinătatea tăișurilor active ;
— vîrfuri excentrice, cu scopul evitării așchierii în condiții dificile în zona axei de simetrie a burghiului ;
— tăișuri întrerupte sau în trepte pentru îmbunătățirea condițiilor de fragmentare a așchiilor și de solicitare a sistemului tehnologic ;
— praguri sau suprafețe de reazem și/sau de ghidare a capului de găurit în perioada tranzitorie și după instalarea așchierii.

Toate sistemele tehnologice de prelucrare a alezajelor lungi necesită dispozitive cu ghidare a sculei în perioada tranzitorie, dispozitive de alimentare cu ulei de așchiere, elemente de etanșare la nivelul piesei semifabricat și al țevii portburghiu și o serie de reazeme suplimentare pentru scule așchietoare și piesa semifabricat, în cazul prelucrării alezajelor foarte lungi.

Cercetările efectuate pînă în prezent ca și experiența de producție au permis autorilor prezentei lucrări să propună, pentru alegerea procedeului optim de prelucrare a alezajelor lungi și foarte lungi, diagrama prezentată în figura 2. Funcție de dotarea tehnică a întreprinderii de treapta de precizie impusă de diametrul alezajului și de valoarea raportului L/D, se obține procedeul de prelucrare optim, inclusiv, tipul de burghiu. Astfel pentru $D = 50 \pm 0{,}05$ mm și $L = 450$ mm, diagrama din figura 2 indică posibilitatea de prelucrare cu burghie tip Ejector, BTA, elicoidale și tip lamă (lat). Valoarea raportului $L/D = 9$ indică procedeele de prelucrare cu burghiu elicoidal, BTA și Ejector. Luînd în considerare și treapta de precizie (IT 10), rămîn posibile numai procedeele BTA și Ejector. Dotarea tehnică impune unul din aceste două procedee. Cu toate că alezajul considerat poate fi realizat și cu burghie standard, prin treapta de precizie cerută se recomandă utilizarea unui procedeu specific prelucrării alezajelor lungi. Ca urmare, procedeele de prelucrare a alezajelor lungi pot fi utilizate cu bune rezultate și în cazul alezajelor uzuale ($L/D < 10$—12).

În cele ce urmează, pornind de la particularitățile și performanțele procedeelor moderne de prelucrare a alezajelor lungi și avînd în vedere cercetările teoretice și experimentale efectuate în cadrul laboratorului de Bazele **așchierii de la Institutul** Politehnic „Gh. Asachi" din Iași, se prezintă bazele științifice privind geometria optimă a burghielor utilizate la prelucrarea alezajelor lungi și foarte lungi.

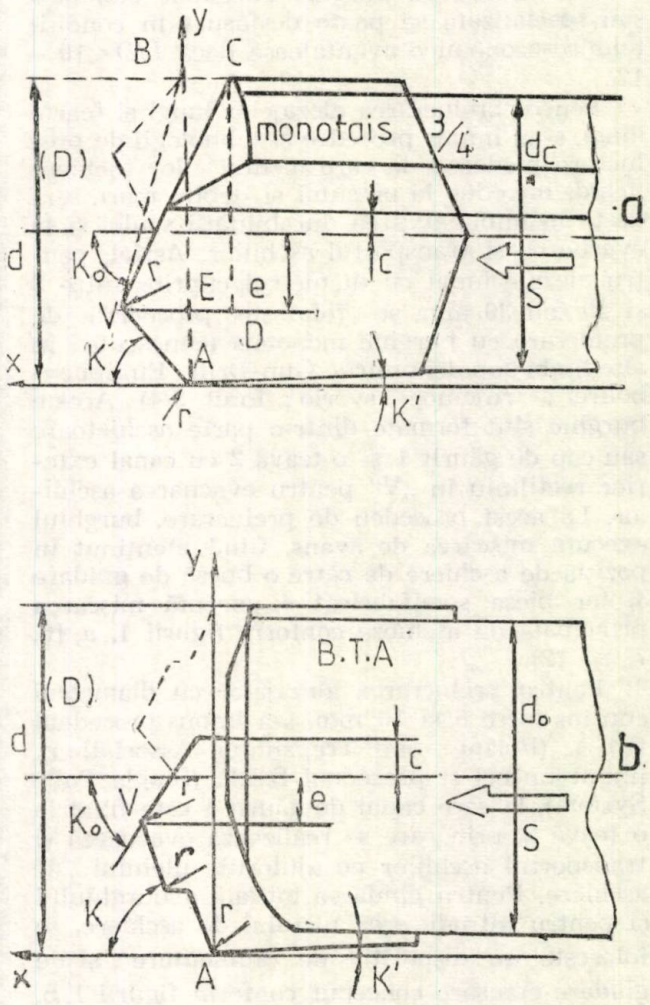


Fig. 2 Diagrama de alegere a procedeului optim de prelucrare a alezajelor.

Bazele proiectării geometrice a burghielor tip 3/4, BTA și Ejector

În scopul optimizării desfășurării procesului de așchiere și realizării preciziei de prelucrare, este necesar ca diametrul părții așchietoare d și

așchiilor [1, 22]. La burghiele BTA și Ejector, relația (3) are în vedere faptul că lichidul de așchiere este adus în zona de lucru printr-un spațiu inelar, a cărui arie în secțiune transversală trebuie să fie de zece ori mai mică decît

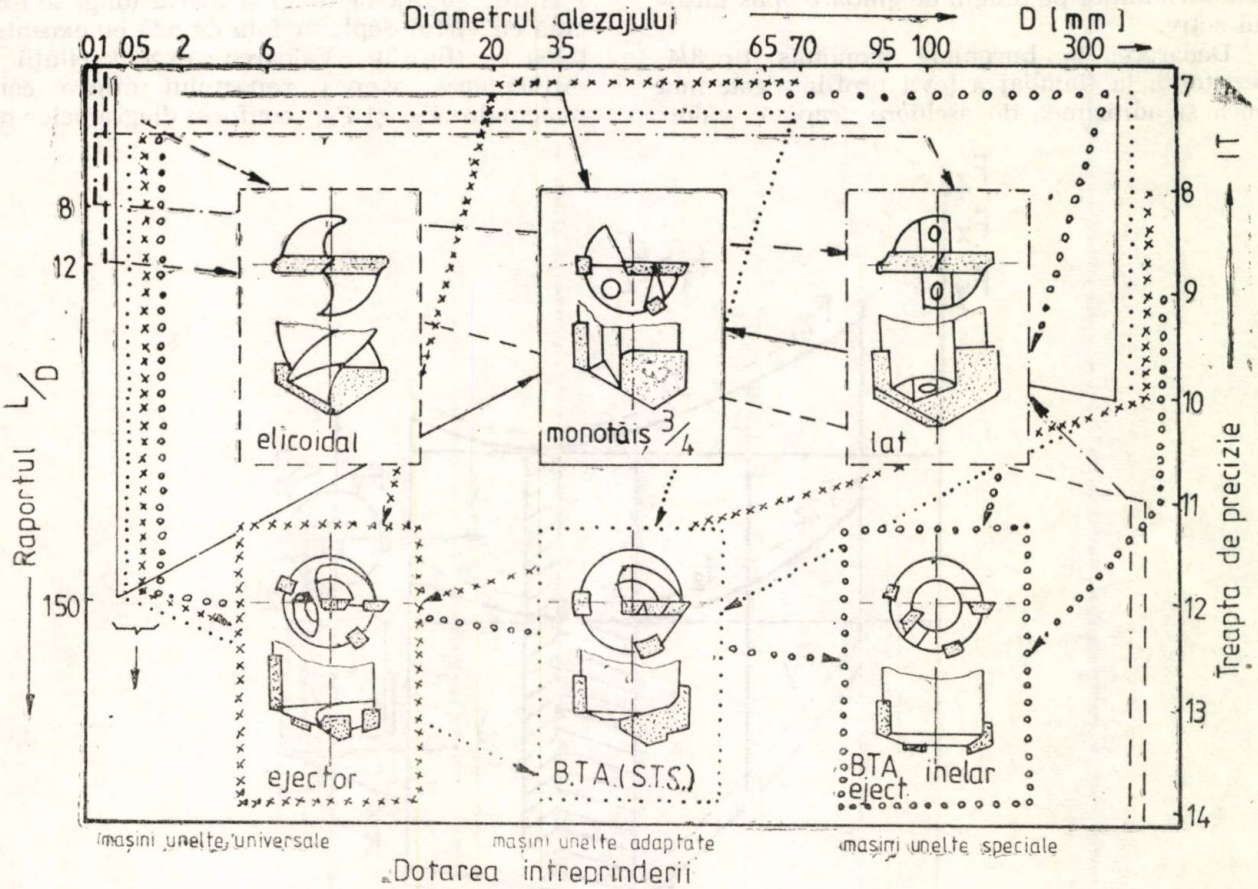


Fig. 3 Geometria, în planul de bază, a burghielor pentru alezaje lungi.

diametrul corpului burghiului d_0 (fig. 3) să se determine cu ajutorul relațiilor (1), (2) și (3), [2, 23, 24].

$$d = D + A_i + \frac{2}{3}(A_s - A_i) \qquad (1)$$

$$d_0 = 0{,}95 \cdot D \qquad (2)$$

$$d_0 3D/\sqrt{10} \simeq 0{,}95\ D \qquad (3)$$

În relația (1), abaterile A_i și A_s la diametrul nominal D al alezajului de prelucrat se folosesc cu semnul lor de pe desenul de execuție. În ceea ce privește precizia de execuție a părții așchietoare, diametrul d se realizează în cîmpul de toleranță h_5, pentru burghiele monotăiș tip 3/4, și h_6, pentru burghiele BTA și Ejector [23]. La burghiele monotăiș tip 3/4, relația (2) are la bază condiția ca între burghiu și suprafața prelucrată a alezajului să existe un spațiu redus, care să împiedice pătrunderea

aria secțiunii transversale a alezajului, conform relației (4).

$$\frac{\pi D^2}{4} = 10 \cdot \frac{\pi}{4}(D^2 - d_0^2) \qquad (4)$$

Desfășurarea procesului de așchiere, la parametrii de precizie și calitate ceruți, depinde, printre alți parametri, de geometria constructivă a burghiului în planul de bază *(xy)*, prezentată în figura 3. O deosebită importanță prezintă unghiul de atac K, care influențează asupra componentelor forței de așchiere conform diagramelor din figura 4 [7, 17, 19]. Componenta principală F_z scade cu creșterea unghiului K pînă la o anumită valoare și apoi crește datorită accentuării complexității așchierii prin raza r la vîrf; aceasta în special la prelucrarea materialelor ductile. Influența razei la vîrf r depinde și de valorile adîncimii de așchiere. La adîncimi mai mici ($t_2 < t_1$) influența razei r se

resimte de la $K = 60°$, iar la adîncimi mai mari se resimte de la $K = 70^0$—75^0. Pe de altă parte, prezintă importanță valorile componentei de avans F_x, care solicită la flambaj tija burghiului, și cele ale compolnentei radiale F , care provoacă devierea axială a burghiului și mărimea presiunilor pe pragul de ghidare opus tăișului activ.

Deoarece, la burghiele monotăiș tip 3/4, rezistența la flambaj a țevii profilate este mai mică și adîncimea de așchiere capătă valori mai mici, în conformitate cu variația componentelor F_z, F_x, F_y, prezentată în figura, 4, se impune pentru unghiul de atac valoarea de 60° [1, 13, 23].

La burghiele BTA și Ejector, la care adîncimea de așchiere capătă valori relativ mari, prezintă importanță în special evoluția componentei F_z și, ca urmare, unghiul de atac K trebuie să capete valori cuprinse între 70^0—75^0. În mod obișnuit se folosește $K = 72^0$ [2, 19, 23].

În scopul apropierii componentei F_x de axa burghiului și evitării compresiunii excentrice, se impune ca la burghiele BTA unghiul de atac principal să crească pînă la 76^0 spre vîrf.

Așa cum s-a arătat, burghiele pentru prelucrarea alezajelor lungi și foarte lungi se execută cu vîrful deplasat față de axă cu excentritatea e (fig. 3). Valoarea excentricității e influențează asupra raportului dintre componentele F_x și F_y, conform diagramelor din

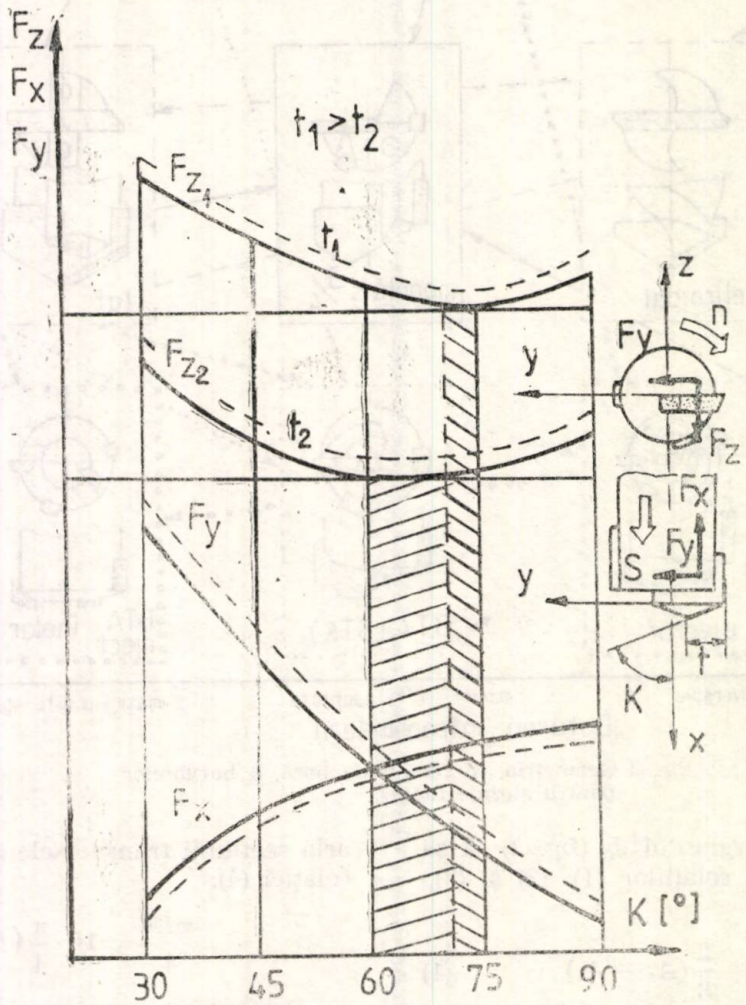


Fig. 4 Dependența componentelor forței de așchiere de unghiul de atac principal al burghiului.

figura 5 [7, 11]. Aceasta se explică prin modul în care se modifică lungimea tăișurilor active cu excentricitatea e. Componenta F_x este suma componentelor de pe cele două tăișuri ($F_x = F_{x_1} + F_{x_2}$), iar componenta F_y este diferența componentelor respective ($F_y = F_{y_1} - F_{y_2}$). Pentru $e = 0{,}25 \cdot D$, componenta $F_y = 0$, iar pentru $e > 0{,}25 \cdot D$, $F_y < 0$ și determină devierea burghiului spre tăișul principal. Acest lucru are ca efect devierea de la axa teoretică a alezajului prelucrat. Ca urmare, valorile optime pentru e se obțin din condiția $e \leqslant 0{,}25 \cdot D$. Valori

mici pentru e (sub 0,1 D) înseamnă valori mari pentru F_y, respectiv, presiuni mari pe patina de ghidare.

La proiectarea burghielor monotăiș tip 3/4, se recomandă $e = (0{,}2—0{,}25) \cdot D$ [7, 17, 23], iar la proiectarea burghielor tip BTA și Ejector-Coromant, pentru care țeava port-burghiu este mai rigidă și suprafața patinelor de ghidare poate căpăta valori mai mari (presiuni de contact mai mici), se recomandă $e = (0{,}1—0{,}15) \cdot D$ [2, 11, 24]. Aceste valori pentru e se justifică cu ajutorul diagramelor din figura 4, conform cărora la $K = 70°$ componenta F_y capătă valori mai mici decît la $K = 60°$ (burghie tip 3/4).

Unghiul de atac K_0 al tăișului central se determină din considerente asemănătoare cu cele prezentate pentru unghiul K, utilizîndu-se la burghiele BTA și Ejector $K_0 = 70^0$. La burghiele monotăiș tip 3/4, cu capul de găurit monobloc, unghiul K_0 se obține din condiția evitării interferenței în punctul **B**, diametrul opus punctului generator **A**, figura 3, a [17]. Astfel, punctul **C** este necesar să se găsească înapoia punctului **B**, respectiv, trebuie asigurată inegalitatea (5) sau (6). Din inegalitatea (6) se obține relația (7) de calcul al unghiului K_0.

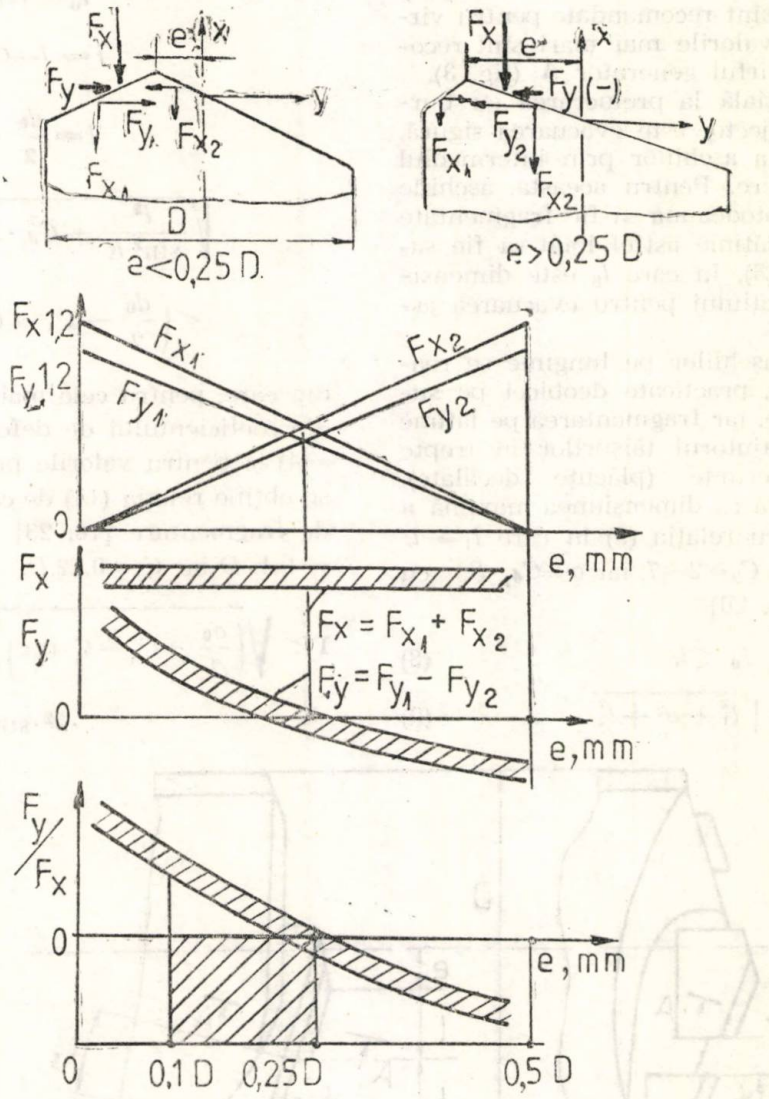


Fig. 5 Influența excentricității burghiuluii asupra componentelor forței de așchiere din planul de bază.

$$\overline{VD} > \overline{VE} \tag{5}$$

$$\left(\frac{D}{2} + e\right) \operatorname{ctg} K > \left(\frac{D}{2} - e\right) \operatorname{ctg} K \tag{6}$$

$$K_0 < \operatorname{arc\,tg}\left(\frac{D + 2e}{D - 2e} \cdot \operatorname{tg} K\right) \tag{7}$$

Pentru micșorarea frecării dintre partea așchietoare și suprafața prelucrată, capul de

găurit se prevede cu tăiș secundar la $K' = 1^0 - 2^0$ (conicitate inversă) [2].

În scopul evitării concentratorilor de uzură și al micșorării rugozității suprafeței așchiate, fără creșterea exagerată a forțelor de așchiere, toate vîrfurile muchiei așchietoare se execută cu raze la vîrf $r = 0{,}2—0{,}5$ mm, [24]. Valorile mai mici sînt recomandate pentru vîrful principal, iar valorile mai mari sînt recomandate pentru vîrful generator **A** (fig. 3).

O cerință esențială la prelucrarea cu burghie tip BTA și Ejector este evacuarea sigură, fără suprasarcini, a așchiilor prin intermediul mediului de așchiere. Pentru aceasta, așchiile continue trebuie totodeauna să fie fragmentate pe lungime și pe lățime astfel încît să fie satisfăcută condiția (8), în care l_0 este dimensiunea minimă a spațiului pentru evacuarea așchiilor.

Fragmentarea așchiilor pe lungime se realizează cu praguri, practicate deobicei pe suprafața de degajare, iar fragmentarea pe lățime se realizează cu ajutorul tăișurilor în trepte sau tăișurilor întrerupte (plăcuțe decalate). Din figura 6 rezultă că dimensiunea maximă a așchiei se obține cu relația (9) în care $l_1 = l/\sin K$, $l_2 = C \cdot b$, cu $C_2 = 2—7$, iar $a = C_{d_1} \cdot S$, cu $C_{d_1} = 1{,}5—4$, [7, 18, 20].

$$l_a < l_0 \tag{8}$$

$$l_a = \sqrt{l_1^2 + a^2 + l_2^2} \tag{9}$$

Pentru burghiele BTA, conform figurii 7, se obține pentru l_0 relația (10), în care i se obține cu relația (11), iar J se obține cu relația (12). După înlocuiri, relația (8) capătă forma generală (13),

$$l_0 = i \cdot \cos \varepsilon \tag{10}$$

$$i = J — C \cdot \operatorname{tg} \varepsilon \tag{11}$$

$$J = \frac{d_0}{2} - G_1 \tag{12}$$

$$\sqrt{\frac{l^2}{\sin^2 K} + C_{d_1}^2 \cdot S^2 + C_2^2 \cdot b^2} < \left(\frac{d_0}{2} - C_1 - C \cdot \operatorname{tg} \varepsilon\right) \cos \varepsilon \tag{13}$$

din care, pentru cele mai dezavantajoase valori ale coeficientului de deformare plastică ($C = 4$) și pentru valorile prezentate în tabelul 1, se obține relația (14) de calcul al lățimii optime de fragmentare [18, 23]. În relația (14), $C = 0{,}1 \cdot D$ iar $C_1 = 0{,}12.D$.

$$1 < \sqrt{\left(\frac{d_0}{2} - C_1 - C \cdot \operatorname{tg} \varepsilon\right)^2 \cos^2 \varepsilon - C_{d_1}^2 \cdot S^2 - C_2^2 \cdot b^2 \cdot \sin K} \tag{14}$$

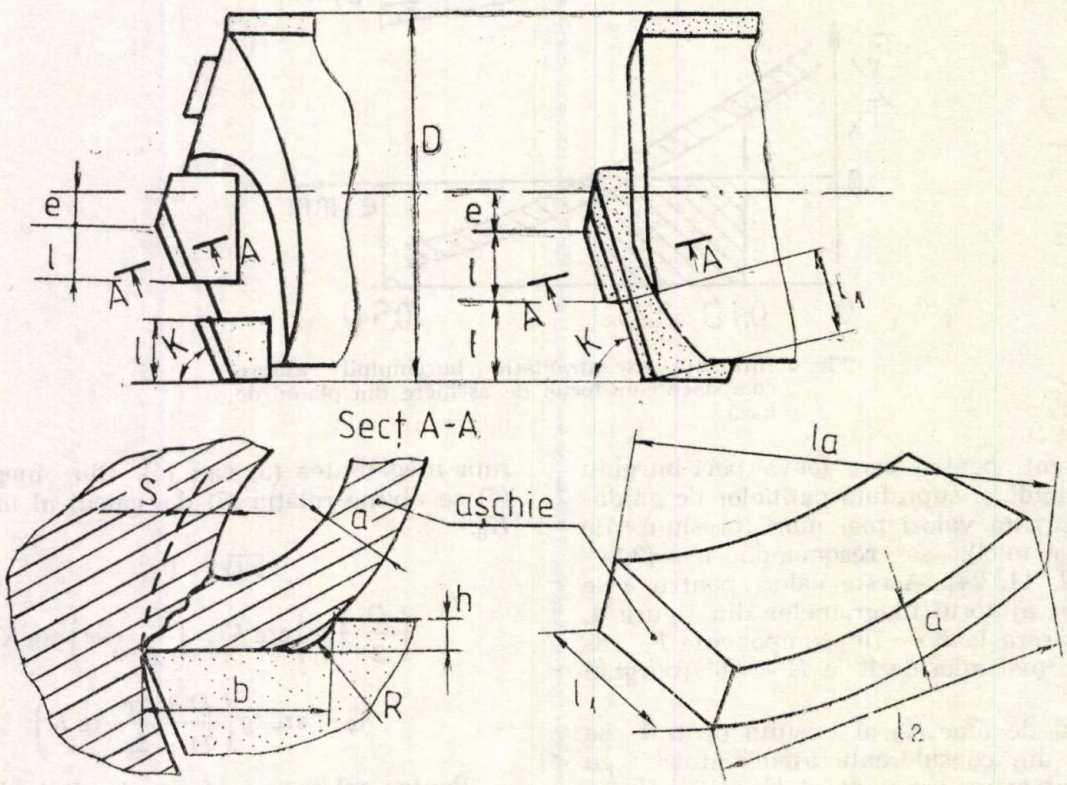


Fig. 6 Geometria celor mai utilizate fragmentatoare ale burghielor pentru alezaje lungi.

Numărul treptelor de pe tăișul activ se obține cu relația (15). Dacă rezultă număr fracționar se rotunjește în plus

$$m = \frac{D - 2e}{21} \qquad (15)$$

Tabelul 1

$<D>$ [mm]	6—10	10—20	20—25	25—30	30—40	40—48	48—70
C_2	2	2,5	3	4	5	6	7
b, [mm]	0,7	1,2	1,5	1,6	1,8	2	2
h, [mm]	0,3	0,4	0,4	0,4	0,6	0,6	0,6

La burghiele Ejector, ca urmare a efectului de ejecție, $C = C_1 = 0$, relația (14) se simplifică și, ca urmare, fragmentarea pe lățime se realizează, pentru gama uzuală de diametre (D = = 20—70 mm), cu ajutorul a trei plăcuțe decalate ca în exemplul prezentat în figura 6 [23, 24].

La burghiele monotăiș tip 3/4 nu sînt necesare tăișuri în trepte și praguri de fragmentare, deoarece, prin construcția capului de găurit, lungimea tăișului activ corespunde cu lățimea canalului în „V" pentru evacuarea așchiilor [12, 16].

Valorile unghiurilor de așezare și de degajare se stabilesc din condițiile așchierii fără interferență și fără devierea axei burghiului. Existența pragurilor de fragmentare de pe suprafața de degajare și realizarea reascuțirii burghiului fără deplasarea tăișurilor față de

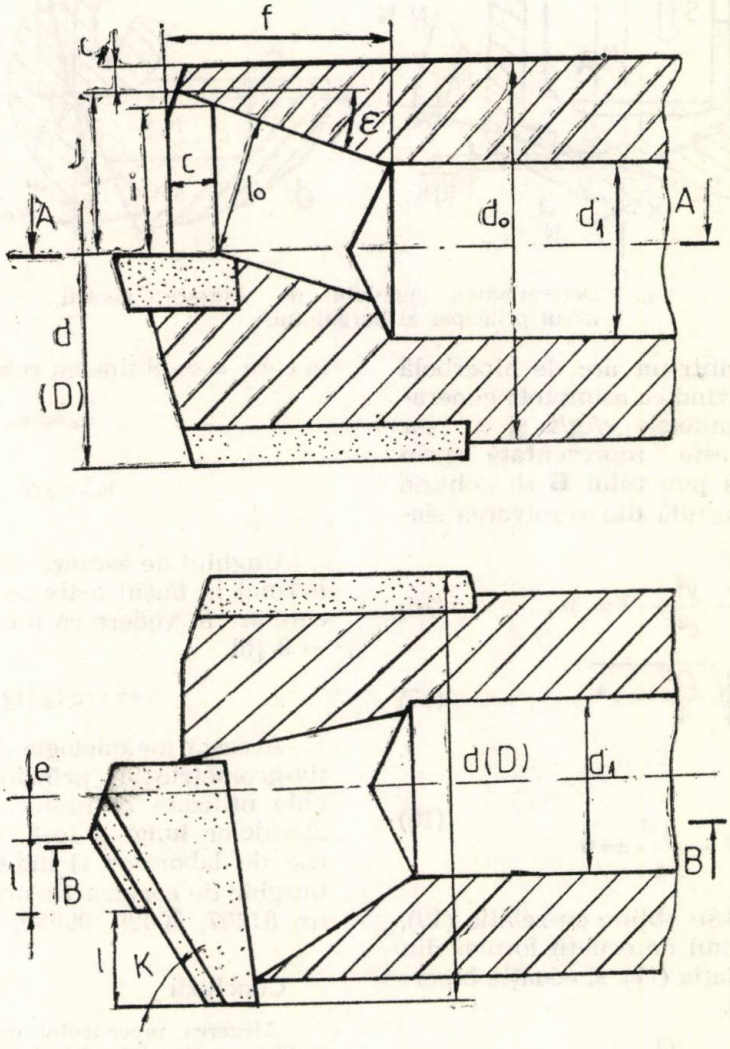


Fig. 7 Geometria canalelor pentru evacuarea așchiilor.

și se recalculează lungimea unei trepte, l (fig. 6).

axa de simetrie impun ca unghiul de degajare să capete valoarea zero. Din condiția evitării

interferenței între suprafața de așezare și suprafața de așchiere din vecinătatea vîrfului principal, se obțin valorile unghiului de așezare [17, 21].

În secțiune plană paralelă cu axa în zona vîrfului principal (fig. 8), suprafața de așchiere

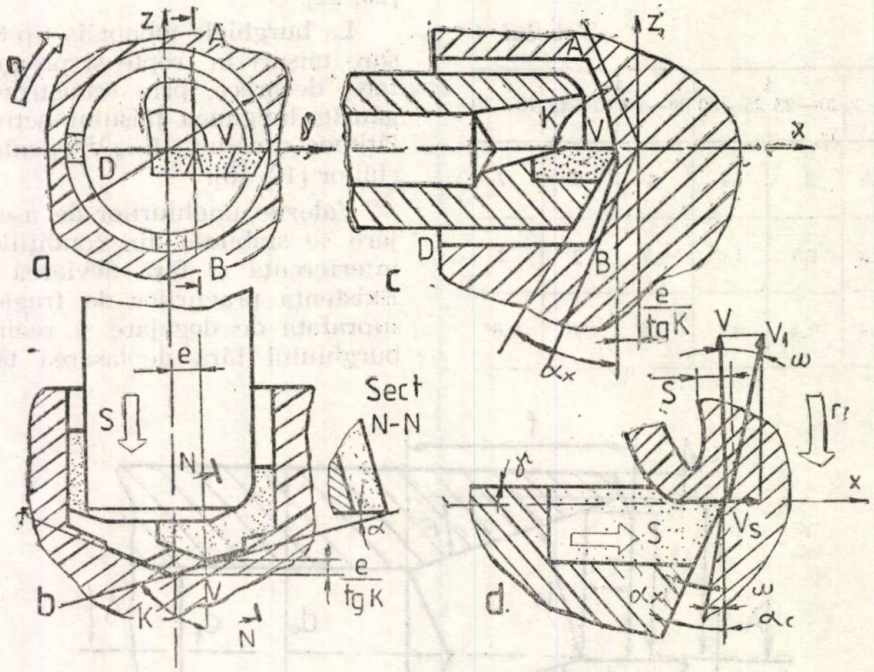


Fig. 8 Determinarea unghiului de așezare pentru tăișul principal al burghiului.

este reprezentată printr-un arc de hiperbolă AVB de ecuație (16), avînd ca asimptote generatoarele conului și semiaxele $e/\mathrm{tg}K$ și e, iar suprafața prelucrată este reprezentată prin dreapta DB. Ordonata punctului **B** se obține cu relația (17), care rezultă din rezolvarea sistemului (18).

$$\frac{x^2}{e^2}\mathrm{tg}^2 K - \frac{y^2}{e^2} - 1 = 0 \tag{16}$$

$$z = -\sqrt{\frac{D^2}{4} - e^2} \tag{17}$$

$$\begin{cases} y = e \\ y^2 + z^2 - \dfrac{D^2}{4} = 0 \end{cases} \tag{18}$$

Abscisa punctului **B** se obține cu relația (19), care are la bază sistemul de ecuații format din ecuația dreptei DB, relația (17), și ecuația hiperbolei AVB, relația (16).

$$x = -\frac{D}{2\mathrm{tg}\,K} \tag{19}$$

În planul de secțiune considerat, evitarea interferenței este asigurată dacă suprafața de așezare se confundă cu dreapta VB, respectiv, dacă unghiul de așezare α_x satisface inegalitatea (20). Unghiul de așezare constructiv capătă valori conform relației (21),

$$\alpha_x > \mathrm{arc\,tg}\frac{D - 2e}{\sqrt{D^2 - 4e^2}\cdot\mathrm{tg}\,K} \tag{20}$$

în care ω se obține cu relația (22).

$$\alpha_c = \alpha_x + \omega \tag{21}$$

$$\omega = \mathrm{arc\,tg}\frac{S}{\pi D} \tag{22}$$

Unghiul de așezare măsurat în planul secant normal la tăișul activ se obține cu relația (23), care are în vedere că unghiul de înclinare $\lambda = 0$ [5].

$$\alpha = \mathrm{arc\,tg}\,(\mathrm{tg}\,\alpha_c \cdot \sin K) \tag{23}$$

Această metodologie de proiectare constructiv-geometrică a principalelor tipuri de burghie utilizate la prelucrarea prin așchiere a alezajelor lungi a fost confirmată de încercările de laborator și industriale efectuate cu burghie de construcție originală, Brevete R.S.R. nr. 81867, 90629, 90630, 90631, 93688.

Concluzii

Alegerea procedeului optim de prelucrare prin așchiere a alezajelor lungi funcție de dotarea tehnică, de treapta de precizie, de diametrul alezajului și de valoarea raportului L/D, ca primă etapă în cadrul metodologiei de proiectare, asigură baza necesară desfășurării în condiții optime a procesului de așchiere.

Stabilirea pe baze ştiinţifice a unor valori limită şi a unor relaţii de calcul pentru parametrii geometrici ai părţii aşchietoare a burghielor tip monotăiş 3/4, BTA şi Ejector avantajează activitatea de proiectare a acestor scule.

Proiectarea completă a acestor scule necesită abordarea în viitor a problemelor legate de ghidarea sculei, de regimul de aşchiere optim, de forţa de avans şi de momentul de torsiune şi lungimea maximă a alezajului prelucrat.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Sauer, L., Ionescu, C.:* Găurirea adîncă, Ed. Tehnică, Bucureşti, 1982.

[2] *Elekes, C.:* Scule pentru găurirea alezajelor lungi, Ed. „Scrisul Românesc", Craiova, 1985.

[3] *Enache, St., Belous, V.:* Proiectarea sculelor aşchietoare, Ed. Didactică şi Pedagogică, Bucureşti, 1983.

[4] *Minciu, C., Matache, V.:* Proiectarea şi tehnologia sculelor pentru mecanică fină, Ed. Tehnică, Bucureşti, 1981.

[5] *Belous, V.:* Sinteza sculelor aşchietoare, Ed. „Junimea", Iaşi, 1980.

[6] *Rodin, D.R.:* Metallorejuşcie instrumentî, Izdatelstv obiedinenie, Vîsşeia Scola, Kiev, 1979.

[7] *Arshinov, V., Alekseev, G.:* Metal Cutting Theory and Cutting Tool Design (trad, din L. rusă), Izdatelistvo Maşinostroenie Moskova, 1976.

[8] *Cozmîncă, M.:* Scule aşchietaore, Indrumar de proiectare, Rotaprint I.P. Iaşi, 1972.

[9] *Stockent, R.:* Beitrag zur Optimalen Auslegung von, Tiefbohrwerzeugen, Dissertation, Dortmund, 1978.

[10] *Streicher, P.:* Anwendungsbereiche spanender Bohr verfahren. In Werkzeugmaschine Internatonal, nr. 2, april, 1973.

[11] *Pfleghar, F.:* Aspekte zur Konstructiven Gestaltung von Tiefbohrwerkzeugen. In Werkstastechnik, 67, nr. 4, 1977.

[12] *Buch, G.:* Spanformen beim Bohren mit Ein lippenbohrwerkzeugen, In Werkzeugmaschine International, nr. 2, april, 1971.

[13] *Astanin, V.N.:* Dinamica Sverlenia glubochih otverstei v stali EI992. In Stanki i instrument, nr. 11, 1963.

[14] *Sakuma, K., Taguchi, K., Katsuki, A.:* Self-Guiding Action of Deep-Hole Driiling Tools, In Ann. CIRP, vol. 30, 1 1981.

[15] *Tuffentsammer, K.:* Gesteuerte Aupassung der Betriebsbendengungen beim Tiefbohren, In Ann, CIRP, nr. 1, 1973.

[16] *Popovskaia, E.V., Ciornîi, A. P.:* Upravlenie otvodom Strujki pri glubocom sverlenii, In „Stanki i instrument", nr. 6, 1978.

[17] *Cozmîncă, M., Tanaka, Y., Constantinescu, C.:* On the Geometry of Gun Drills, In 6—th International Conference on Production Engineering, Osaka, 1987.

[18] *Cozmîncă, M., Panait, S., Constantinescu, C.:* Forma şi dimensiunile aşchiei la găurirea adîncă, In „Creaţia tehnică şi fiabilitatea în construcţia de maşini", vol. MUSD, I.P. Iaşi, 1983.

[19] *Cozmîncă, M., Constantinescu, C.:* Cercetări privind mărimea componentei principale a forţei de aşchiere la găurirea adîncă, In „Creaţia tehnică şi fiabilitatea în construcţia de maşini", vol. ASA, I.P. Iaşi, 1985.

[20] *Constantinescu, C., Cozmîncă, M., Romanescu, I., Croitoru, C.:* Asupra fragmentării aşchiilor la găurirea adîncă, In „Creaţia tehnică şi fiabilitatea în construcţia dei maşini", vol. ASA, I.P. Iaşi, 1985.

[21] *Constantinescu, C., Cozmîncă, M., Panait, S., Romanescu, I.:* Cercetări asupra unor parametri constructivi ai burghielor pentru găurire adîncă, In „Studii şi comunicări ştiinţifice", I.S. Bacău, 1986.

[22] x x x: Catalog Gühring Einlippenbohren.

[23] x x x: Catalog Sandvik, RV—8400 : 1.

[24] x x x: Catalog Sandvik-Coromant, C-5300 : 014-ENG.

CZ : 621.951 : 669.15–94

Cercetări teoretico-experimentale privind stabilirea relaţiilor pentru forţe şi momente la găurirea oţelului inoxidabil 2 Cu Mo Ni Cr 250

Dr. ing. Aurelian **VLASE**, ing. Constantin **OPRAN** — Institutul Politehnic Bucureşti

Introducere

Se cunoaşte faptul că prelucrabilitatea prin aşchiere nu poate fi apreciată printr-un singur indicator, ea prezentînd o multitudine de aspecte, uneori cu caracter contradictoriu [1]. Durabilitatea sculei aşchietoare este un indicator economic, legat de consumul specific de scule pe tona de piese prelucrate. Tot din motive tehnico-economice, interesează şi forţele, respectiv momentele de aşchiere, care determină consumul de energie electrică. Date fiind dificultăţile mari în studiul prelucrabilităţii materialelor, în lucrarea de faţă, s-au utilizat metode rapide de determinare a relaţiilor forţelor şi momentelor, care au condus la consum minim de materiale şi scule.

Condiţiile de aşchiere

Condiţiile de aşchiere folosite în timpul experimentărilor au fost următoarele :

— maşina unealtă : maşină de găurit $GC_0 32$ DM 3 cu masa 480×420 şi con morse 4 ;

— scula aşchietoare : burghiu elicoidal din oţel rapid R_{p5} cu duritatea $HRC = 62$;

Tabelul 1

Oțelul inoxdabil	Compoziția chimică, în [%]						
	C	Cr	Ni	Mo	Cu	S_{max}	P_{max}
2 Cu Mo Ni Cr 250	max. 0,025	24 ... 27	18 ... 21	1,8 ... 2,5	max. 0,3	0,03	0,035

— parametrii geometrici ai burghiului au fost conform STAS R 1370/2-69, ascuțire tip Al, diametre în domeniul 10 ... 30 mm ;

— fluidul de răcire-ungere : emulsie P 20% ;

— ascuțirea sculelor s-a făcut pe mașina UAS-200 cu o piatră disc 150×20×20 EN 40 M 7 C, folosind un dispozitiv special de ascuțit ;

— măsurarea forțelor și momentelor s-a făcut cu o masă dinamometrică, special proiectată și executată de autori ;

— caracteristicile chimice și mecanice ale oțelului cercetat sînt prezentate în tabelele 1 și 2.

Tabelul 2

Limita de curgere $R_{0,2}$, [N/mm²]	Rezistența la rupere R_r [N/mm]	Alungirea relativă minimă A [%]	Gîtuirea la rupere minimă Z [%]	Duritatea Brinell HB
250	550	52	50	140

Rezultate experimentate și prelucrarea datelor experimentale

În vederea studierii forțelor la găurire s-a plecat de la relația cunoscută în literatura de specialitate [2, 3] :

$$F = C_F \cdot D^{x_F} \cdot s^{y_F} \text{ [daN]} \qquad (1)$$

Această relație nu a satisfăcut, în sensul că, după determinarea practică a constantelor și exponenților politropici, s-au făcut determinări suplimentare de verificare, rezultînd un cîmp mare de împrăștiere a rezultatelor pentru aceleași condiții de așchiere. La o analiză mai atentă, s-a constatat că la prelucrarea cu turații diferite, cu menținerea celorlalte condiții constante, s-au obținut rezultate diferite. Acest lucru a condus la modificarea structurii relației (1) din literatura de specialitate, după cum urmează :

$$F = C_F \cdot D^{x_F} \cdot s^{y_F} \cdot n^{z_F} \text{ [daN]} \qquad (2)$$

Pentru determinarea constantei C_F și a exponenților politropici x_F, y_F, z_F, s-a liniarizat relația (2) prin logaritmare și s-a obținut :

$$\lg F = \lg C_F + x_F \lg D + y_F \lg s + z_F \lg n \qquad (3)$$

Dintre determinările experimentale, s-au selectat patru prelucrări dintre cele mai concludente ale oțelului 2 Cu Mo Ni Cr 250, prezentate în tabelul 3.

Tabelul 3

Nr. det.	D, [mm]	s, [mm/rot.]	n, [rot/min]	F, [N]	M, [Nm]
1	20	0,12	112	559,2	49,5
2	20	0,12	224	489,3	38,5
3	20	0,20	224	792,2	55
4	12	0,12	224	302,9	22

Înlocuind datele din tabelul 3 în ecuația (3), se obține un sistem liniar neomogen și determinat de patru ecuații cu patru necunoscute :

$$\begin{cases} \lg C_F + x_F \lg 20 + y_F \lg 0{,}12 + z_F \lg 112 = \lg 559{,}2 \\ \lg C_F + x_F \lg 20 + y_F \lg 0{,}12 + z_F \lg 224 = \lg 489{,}3 \\ \lg C_F + x_F \lg 20 + y_F \lg 0{,}20 + z_F \lg 224 = \lg 792{,}2 \\ \lg C_F + x_F \lg 12 + y_F \lg 0{,}12 + z_F \lg 224 = \lg 302{,}9 \end{cases} \qquad (4)$$

Prin rezolvarea sistemului se obțin următoarele soluții : $C_F = 622$; $x_F = 0{,}937$; $y_F = -0{,}946$; $z_F = -0{,}192$. Înlocuind aceste soluții în expresia (2), se obține formula pentru forța de așchiere axială la găurirea oțelului 2 Cu Mo Ni Cr 250 :

$$F = 622 \; D^{0{,}937} \cdot s^{0{,}946} \cdot n^{-0{,}192} \text{ [daN]} \qquad (5)$$

Ridicînd graficele de variație a forțelor, în funcție de parametrii de lucru, s-au obținut diagramele din figurile 1 ... 6. Din studiul acestor diagrame rezultă o creștere exponențială a forțelor odată cu creșterea avansurilor de lucru și a diametrelor sculelor, iar pe de altă parte, o scădere exponențială a forțelor odată cu creșterea turației sculei așchietoare.

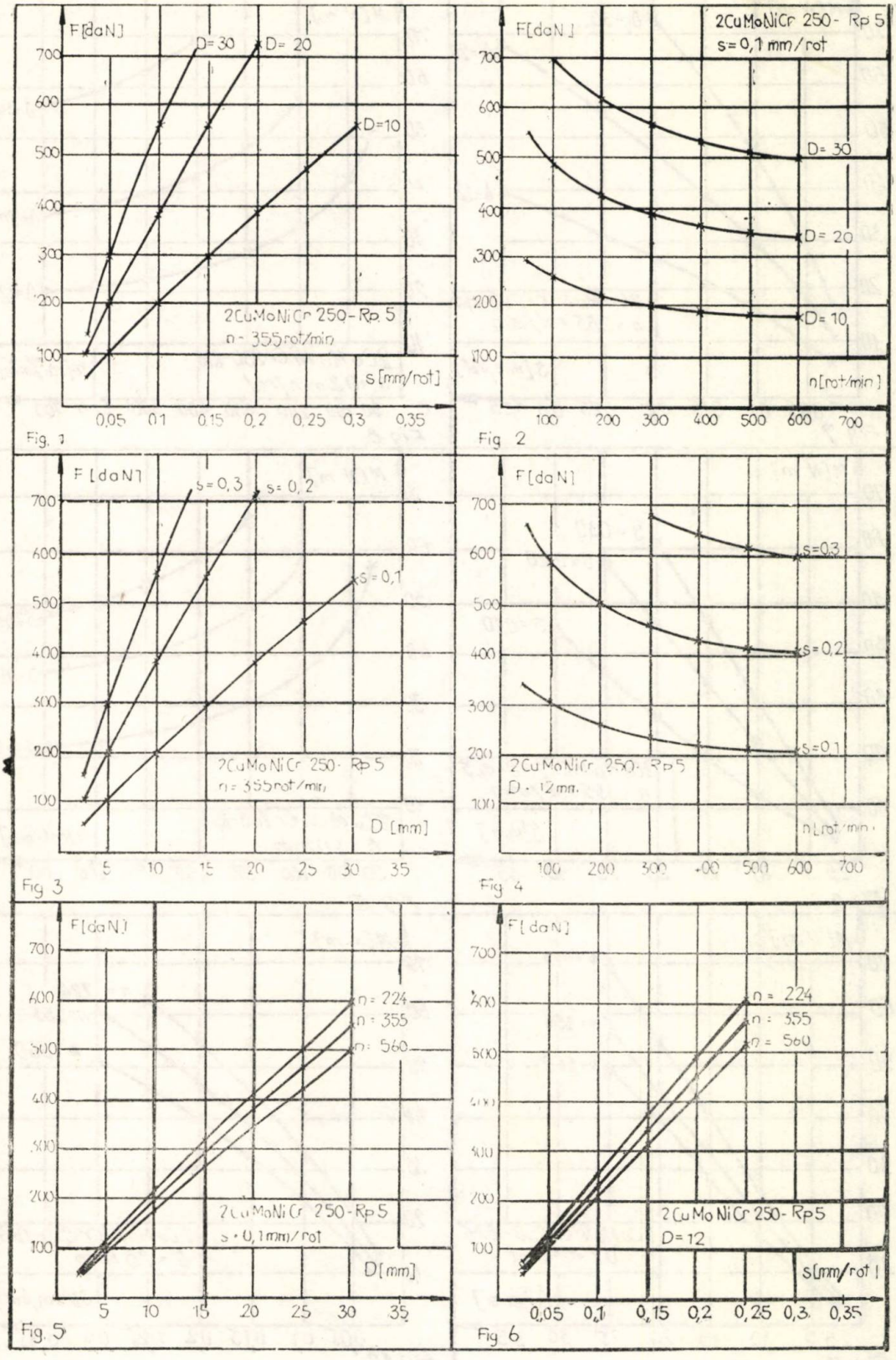

F[daN]
D=30
D=20
D=10
2CuMoNiCr 250-Rp 5
n=355rot/min
s[mm/rot]
0,05 0,1 0,15 0,2 0,25 0,3 0,35
Fig. 1
F[daN]
2CuMoNiCr 250-Rp 5
s=0,1 mm/rot
D=30
D=20
D=10
n[rot/min]
100 200 300 400 500 600 700
Fig. 2
F[daN]
s=0,3
s=0,2
s=0,1
2CuMoNiCr 250-Rp 5
n=355rot/min
D[mm]
5 10 15 20 25 30 35
Fig. 3
F[daN]
s=0,3
s=0,2
s=0,1
2CuMoNiCr 250-Rp 5
D=12mm
n[rot/min]
100 200 300 400 500 600 700
Fig. 4
F[daN]
n=224
n=355
n=560
2CuMoNiCr 250-Rp 5
s=0,1mm/rot
D[mm]
5 10 15 20 25 30 35
Fig. 5
F[daN]
n=224
n=355
n=560
2CuMoNiCr 250-Rp 5
D=12
s[mm/rot]
0,05 0,1 0,15 0,2 0,25 0,3 0,35
Fig. 6

Fig. 1 — 6

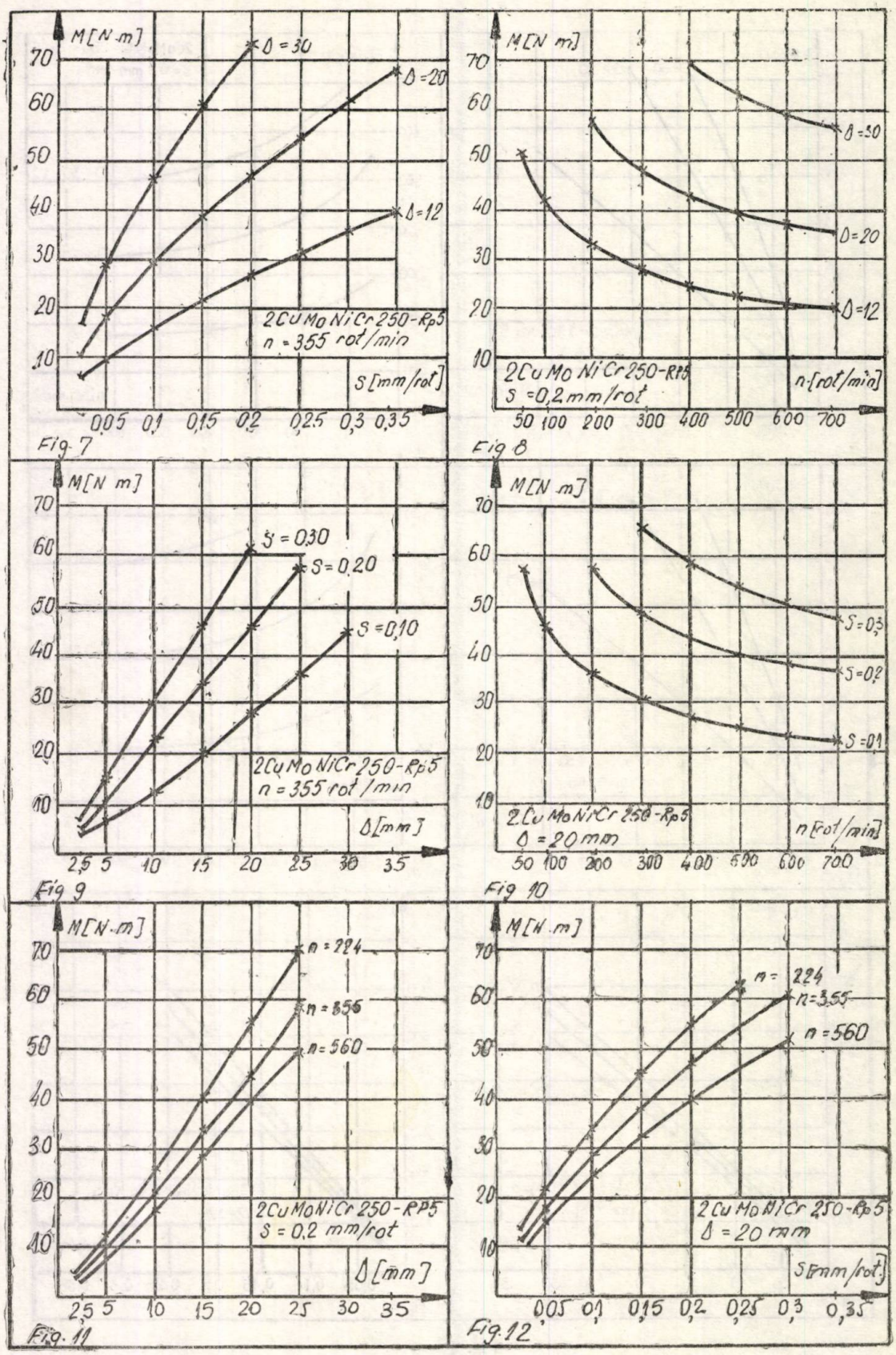

M[N·m]
D = 30
D = 20
D = 12
2CuMoNiCr250-Rp5
n = 355 rot/min
S [mm/rot]
Fig. 7
M[N m]
D = 30
D = 20
D = 12
2CuMoNiCr250-RP5
S = 0,2 mm/rot
n [rot/min]
Fig. 8
M[N m]
S = 0,30
S = 0,20
S = 0,10
2CuMoNiCr250-Rp5
n = 355 rot/min
D [mm]
Fig. 9
M[N m]
S = 0,3
S = 0,2
S = 0,1
2CuMoNiCr250-Rp5
D = 20 mm
n [rot/min]
Fig. 10
M[N·m]
n = 224
n = 355
n = 560
2CuMoNiCr250-RP5
S = 0,2 mm/rot
D [mm]
Fig. 11
M[N·m]
n = 224
n = 355
n = 560
2CuMoNiCr250-Rp5
D = 20 mm
S [mm/rot]
Fig. 12

Fig. 7 – 12

Aceeași metodologie de la determinarea relațiilor pentru forțele de așchiere s-a utilizat și la determinarea relațiilor pentru momentele de așchiere. Pentru economie de spațiu, se vor prezenta doar formula rezultată și graficele de variație și anume :

$$M = 45{,}8 D^{1{,}095} \cdot s^{0{,}698} \cdot n^{-0{,}365} \text{ [Nm]} \quad (6)$$

Graficele de variație a momentelor sînt prezentate în figurile 7 ... 12.

Concluzii

Din analiza rezultatelor obținute s-au desprins următoarele concluzii mai importante :

— prin numeroase determinări experimentale, s-a demonstrat necesitatea modificării structurii relațiilor de calcul al forțelor și momentelor de așchiere din literatura de specialitate, în sensul că trebuie introdusă și turația conform relațiilor (5) și respectiv (6) ;

— din analiza graficelor, s-a evidențiat creșterea exponențială a forțelor și momentelor de așchiere, odată cu creșterea avansurilor de lucru și a diametrelor sculelor, iar, de pe altă parte, scăderea exponențială a forțelor și momentelor odată cu creșterea turației sculei așchietoare ;

— rezultatele obținute au aplicație imediată și de perspectivă în cercetare și producție.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Vlase, A.* : Contribuții privind studiul prelucrabilității prin așchiere a oțelurilor inoxidabile de producție indigenă. Teză de doctorat, Institutul Politehnic București, 1977.

[2] *Lăzărescu, I.* : Teoria așchierii metalelor și proiectarea sculelor. Editura Didactică și Pedagogică, București, 1964.

[3] *Vlase, A.* : Calculul analitic al regimurilor de așchiere la găurire — îndrumar. Institutul Politehnic București, 1983.

CZ : 621.923.5

Paste de lepuire — produs nou, destinat superfinisărilor, fabricat în țară

Ing. Ioan **PETRUȘ**, ing. Viorel **PINTEA**, subing. Alexandru **OPREA** — I.P.R. „9 Mai" Turda

În domeniul finisărilor, pentru obținerea unei rugozități cu valori mici, se utilizează metode diferite, mai mult sau mai puțin complicate, metode care, dată fiind dotarea la utilizator, trebuie să conducă la un același rezultat : obținerea unei calități a suprafeței cu o rugozitate cît mai mică.

O metodă utilizată în mod curent, care nu necesită dotări foarte sofisticate și costisitoare, este metoda finisării cu paste de lepuire, special concepute.

Pastele de lepuire sînt, în principiu, fabricate dintr-un material abraziv (oxid de crom, oxid de fier, carbură de siliciu, carbură de bor, diamant etc), care este înglobat într-un material de liere, mai mult sau mai puțin fluid (petrol lampant, uleiuri vegetale, stearină, uleiuri siliconice etc.) și, eventual, cu aditivi speciali (pentru operațiile de lepuire folosite în domenii stricte) cu rol de accelerare a procesului respectiv de finisare.

Pentru a se utiliza corect o pastă de lepuire, trebuie cunoscute cîteva din proprietățile ce le are produsul și modul corect de utilizare și trebuie ținut cont de specificul de șlefuire-finisare al fiecărei operații.

Se redă în figura 1 și figura 2 modul general de lucru în timpul finisării cu o pastă de lepuire.

Aparatul de șlefuit mecanizat constă dintr-o masă de fixare unde este așezată piesa de șlefuit, prevăzută cu dispozitiv de prindere și un platan de apăsare mobil, cu o mișcare de regulă circulară, confecționat (sau prevăzut) în partea de contact cu piesa de prelucrat dintr-un material mult mai moale decît materialul de prelucrat.

În mișcare relativă dintre platanul de apăsare și piesa de prelucrat, energia cinetică a platanului este transmisă piesei de prelucrat prin intermediul granulelor abrazive din pastă. Între granule și cele două elemente în mișcare relativă, apar în punctele de contact următoarele forțe :

— **forța dinamică** R, cu acțiune de vibrare-lovire, care provoacă piesei de prelucrat deformări plastice locale, microfisuri precum și spargerea granulelor abrazive. Forța R este dispusă pe axa **aa'**, care urmărește cele două puncte de contact. Granula abrazivă alunecă pe micropanta de pe suprafața piesei, pînă ajunge cu un vîrf (cu axa) perpendicular pe suprafața de prelucrat. Creasta microasperității de pe suprafața piesei va fi „strivită" și înălțimea acesteia se va micșora.

Pătrunderea în materialul piesei de finisat a vîrfurilor granulelor, produce și apariția de fisuri dispuse sub unghiuri de 90 ... 150°, care

sînt răspîndite de la suprafață spre interiorul materialului. Fisurile formate, prin intersec-

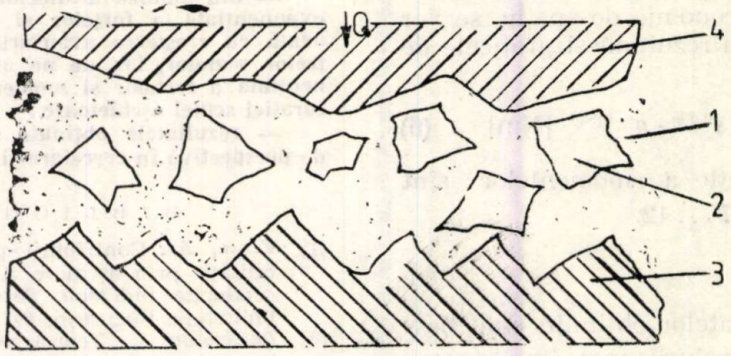


Fig. 1 Schema așezării granulelor abrazive din pastele de lepuire înainte de începerea finisării.

Legenda :

1. — material de liere ; 2. — granule abrazive ; 3. — piesa de prelucrat ; 4. — platou de apăsare.

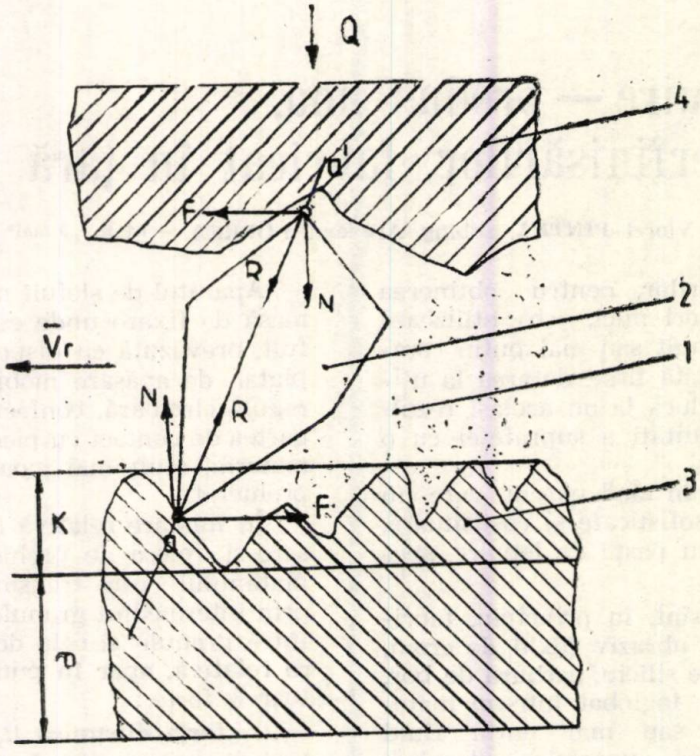


Fig. 2 Schema șlefuirii cu paste de lepuire.

Legenda :

1. material de liere ;
2. granule abrazive ;
3. piesa de prelucrat ;
4. platou de apăsare.

a a'. punctele de contact ale granulei cu platoul și cu piesa de prelucrat.
Vr. vector de deplasare relativă.
F. forța de frecare cu participare directă la șlefuire.
R. forța de ciocnire cu participare directă la șlefuire.
N. forța de apăsare.

tare, provoacă desprinderea de microspan. În piesa de prelucrat se formează două straturi distincte :

— unul numit strat de relief (**k**) ;

— unul numit strat fisurat (**m**), care are a înălțime mari mare față de stratul de relief și care este în directă legătură cu coeficientul de elasticitate (E) al materialului de prelucrat.

În afară de forța R, care poate avea un unghi de 0 . . . 90° față de direcția vitezei tan-

gențiale $\overline{V_r}$, care contribuie direct la acțiunea de șlefuire, mai apar două forțe și anume :

— forța F îndreptată tangențial la suprafața de prelucrat, care provoacă forfecarea vîrfurilor asperităților de pe suprafața piesei de prelucrat, precum și uzura platanului de apăsare ;

— forța N, perpendiculară pe V_r, care asigură contactul dintre platan-granulele abrazive din pastă și piesa de prelucrat. Sensul și viteza de deplasare a granulelor abrazive este dat de vectorul $\overline{V_r}$, obținut din compunerea mișcărilor posibile ale platanului de apăsare și ale piesei de prelucrat.

În finisarea cu paste de lepuire trebuie ținut cont că, pe lîngă eliminarea unui strat superficial (care e mai mic sau egal cu stratul de relief k), are loc și o apăsare permanentă, datorită frecărilor existente între granule și suprafața piesei de prelucrat, iar pentru granulațiile fine și foarte fine, chiar între platanul de apăsare și piesa de prelucrat prin intermediul „liantului". Aceasta conduce la posibile creșteri locale de temperatură concomitent cu o evoluție a rețelei cristaline, urmată de o recristalizare într-o rețea mai fină.

a fi 1/4 ... 1/3 din dimensiunea granulelor abrazive din care sînt fabricate pastele de lepuire.

Conform acestui procedeu de finisare, materialul abraziv care intră în componența pastelor de lepuire trebuie să îndeplinească anumite condiții și anume (pentru o granulație dată) :

— să aibă o duritate mare ;

— să fie constante dimensional ;

— să nu interacționeze chimic cu materialul de prelucrat sau cu platanul de apăsare ;

— să aibă rezistență la uzură ;

— să aibă un modul de formă de valoare mică $\left(\text{raportul } \frac{\text{axa mare}}{\text{axa mică}} = 1 \ldots 2\right)$

— să se autoascută ;

— să reziste la șoc termic.

Produsul fabricat în țară în prezent utilizează drept material abraziv carbura de siliciu neagră, sub formă de micropulberi.

Pentru o granulație dată (cu o dimensiune medie a 50% din cantitatea de granule de 35 microni — respectiv granulația 400 cf. STAS 12289-85) se redau în figura 3 dimensiunile

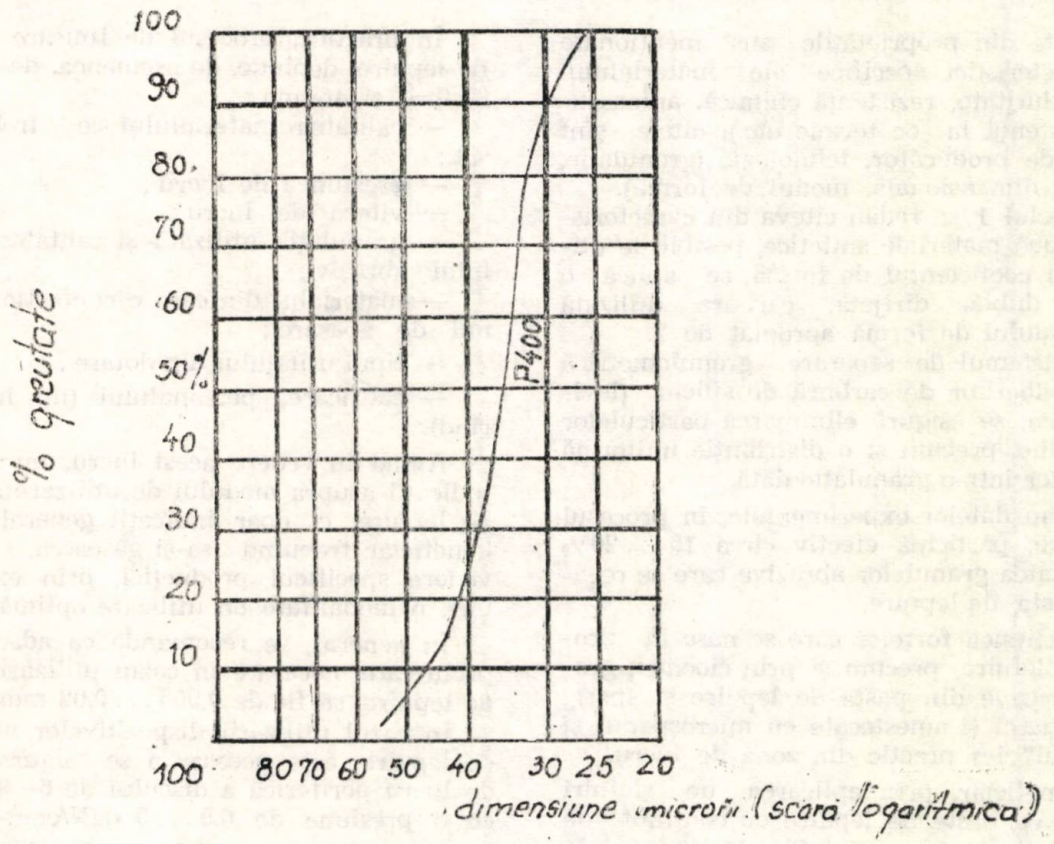


Fig. 3 Compoziția granulometrică a granulației cu un conținut mediu 50% din micropulberi de 35 microni — granulație 400.

Înălțimea considerată posibil de îndepărtat prin finisare cu paste de lepuire se consideră minime și maxime precum și alura curbei granulometrice.

Caracteristici comparative ale carburii de siliciu şi ale electrocorindonului, utilizate la fabricarea pastelor de lepuire

Tabelul 1

Caracteristica	Carbură de siliciu	Electrocorindon
Duritate — scara Mohs	9,4 . . . 9,7	9,2 . . . 9,4
— scara Knoop	2480	2050
— scara Vickers	330	220
Rezistenţa la compresiune [kg/mm^2]	cca. 58	cca. 75
Capacitate de şlefuire (determinată la sticlă) la gran. M 40 — cf. STAS 1753—76) [g/h, cm]	86	62
Modul de uzură la şlefuire	eliminare din granulă de plăcuţe, cu autoascuţirea muchiilor tăietoare „clivaj"	„rotunjirea" muchiilor tăietoare „erodare"
Rezistenţa la şoc termic	Foarte bună	Foarte bună
Tipul de „urmă" lăsată de abraziv — granulă liberă, sub acţiunea unei forţe	Adînc şi îngust	puţin adînc şi lat
Tenacitate (metodă exprimentală Franţa) [%]	55	80
Rezistenţa la încovoiere [kg/mm^2]	15,5	8,7

O parte din proprietăţile sus menţionate sînt caracteristici specifice ale materialului abraziv (duritate, rezistenţă chimică, autoascuţire, rezistenţă la şoc termic etc.), altele sînt obţinute de producător, tehnologic (granulaţie, constantă dimensională, modul de formă).

În tabelul 1 se redau cîteva din caracteristicile a două materiale sintetice, posibil de uti-

Pentru coeficientul de formă, se aplică o măcinare dublă, dirijată, carbura utilizată avînd modulul de formă apropiat de 2.

Prin sistemul de separare granulometrică a micropulberilor de carbură de siliciu (levigare dublă), se asigură eliminarea particulelor mari şi fine, precum şi o distribuţie uniformă a granulelor într-o granulaţie dată.

Conform datelor experimentale, în procesul de finisare, participă efectiv circa 15 . . . 20% din cantitatea granulelor abrazive care se regăsesc în pasta de lepuire.

Sub acţiunea forţelor care se nasc în procesul de şlefuire, precum şi prin ciocniri, granulele abrazive din pasta de lepuire şi sparg, se fărîmiţează şi amestecate cu microşpanul şi cu „liantul" ies practic din zona de lucru.

La beneficiar, prin aplicarea de şlefuiri succesive, cu paste de lepuire cu conţinut de granulaţii din ce în ce mai fine (se recomandă trecerea de la o granulaţie iniţială *G* la granulaţia *G*—2), se poate asigura gradul de rugozitate dorit (1/4 . . . 1/3 din valoarea dimensiunii medii a granulelor din granulaţia respectivă).

În practică, procesul de finisare cu paste de lepuire, depinde, de asemenea, de o serie de factori şi anume :

— calitatea materialului ce trebuie finisat ;

— presiunea de lucru ;

— viteza de lucru ;

— granulaţia utilizată şi calitatea materialului abraziv ;

— materialul din care e confecţionat platanul de apăsare ;

— tipul utilajului din dotare ;

— calificarea personalului (nu în ultimul rînd).

Avînd în vedere acest lucru, nu se pot da indicaţii asupra modului de utilizare a pastelor de lepuire, ci doar indicaţii generale, fiecare beneficiar trebuind să-şi găsească, avînd în vedere specificul producţiei, prin experimentări, o modalitate de utilizare optimă.

În general, se recomandă ca adaosurile de prelucrare, necesare în cazul utilizării pastelor de lepuire, să fie de 0,005 . . . 0,02 mm.

În cazul utilizării dispozitivelor mecanizate de lepuire, este necesar a se asigura o viteză de lucru periferică a discului de 6—30 m/min, cu o presiune de 0,5 . . . 5 daN/cm^2.

Prin utilizarea pastelor de lepuire cu granulaţii succesive, se pot atinge rugozităţi la materialul de finisat de 0,2 . . . 0,01 microni, fiind necesar ca între utilizarea a două granulaţii de paste să se spele piesa prelucrată cu o

pensulă umectată în solvenți organici (petrol, white-spirt etc), cu utilizarea pentru fiecare granulație a unui platan de apăsare dat. În caz că beneficiarul nu are platanele necesare

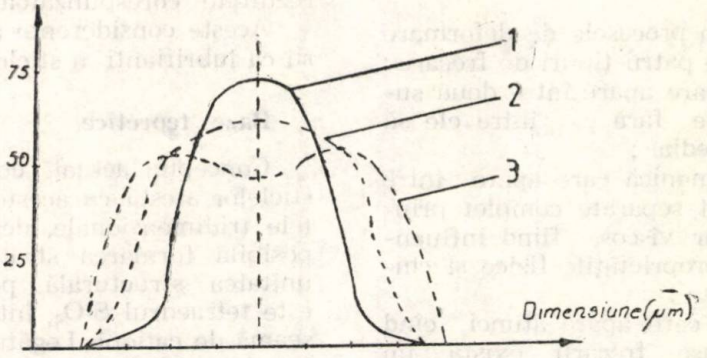


Fig. 4 Compoziția granulometrică indicată pentru fabricarea pastelor de lepuire.

Legenda :

1. corespunzătoare ; 2 și 3. necorespunzătoare.

pentru fiecare granulație, se indică și necesitatea spălării platanului la schimbarea granulației.

Pentru a se obține o finisare relativ înaintată, se indică a se executa minum două operații după finisarea pe tehnologii normale :

— operația de eboș — în cursul căreia se îndepărtează bavurile și se corijează (micronic) forma piesei ;

— operația de „finisare" care „rade" vîrfurile asperităților și conduce la dimensionarea rugozității.

În cazul utilizării de paste de lepuire la lucrări de serie mare, cu dispozitive de lepuire pentru fiecare granulație, pe parcurs, datorită „îmbătrînirii" liantului, este indicat în literatură ca, din timp, întreaga cantitate de pastă de lepuire să fie îndepărtată, nu numai să se procedeze la o adăugire de cantități noi.

Concluzii

Pentru a abține suprafețe superfinisate pe mașini speciale (dar și manual) este necesar a se respecta cel puțin următoarele :

— pentru fiecare produs de finisat trebuie găsită tehnologia optimă (granulație, timp de finisare viteză de lucru, forță de apăsare, număr de granulații necesare etc) ;

— minimum de operații pentru finisare sînt cea de eboș (finisare grosieră) și finisarea propriu-zisă ;

— produsul își dovedește eficiența pentru anumite tipuri de material de prelucrat, pentru altele fiind contraindicat.

BIBLIOGRAFIE

[1] x x x : STAS 12.289—85
[2] x x x : STAS 2055,/2—80.
[3] x x x : STAS 1753—66.
[4] x x x : STAS 2055—68.
[5] x x x : CS 807—87 I.P.R. „9 Mai" Turda.
[6] x x x : CS 805—88 I.P.R. „9 Mai" Turda.
[7] *Enache, St.* : La qualité des surfaces usinées. Ed. Dunod, 1972.
[8] *Drăghici, Gh., Grastic, O.* : Așchierea cu materiale mineral-ceramice, Ed. Tehnică, 1979.
[9] *Bîkov, B.Z. și colaboratori* : Tehnologia prelucrării pieselor optice, Ed. Tehnică, 1977.
[10] *Ghinea, E., Militaru, V., Barbu, C.* : Tehnologia prelucrărilor prin așchiere Ed. Didactică și Pedagogică, 1978.
[11] *Bokuciava, G.V.* : Despre criteriile generale de evaluare a calității granulelor abrazive, Abrazivi nr. 37 1965, pg. 11—19.

CZ : 621.892

Lubrifianți anorganici pentru prelucrarea la cald a metalelor

Ing. Melania **PĂSCUȚ** — Centrul de Cercetări Protecții Anticorozive Lacuri și Vopsele București

Introducere

În timpul deformării plastice, forțele de frecare apar între cavitatea sculei de deformare și materialul de deformat, care se găsesc la temperaturi diferite, unul fiind în întregime în stare plastică.

Această stare generează probleme specifice frecării la deformare plastică legate de : mărimea forțelor de frecare, transformarea stării suprafețelor, evitarea sudării suprafețelor de contact, distribuția proprietăților mecanice în produsele deformate.

În mod obișnuit, în procesele de deformare plastică, pot fi distinse patru tipuri de frecare :

— frecare uscată care apare între două suprafețe metalice curate fără ca între ele să existe un strat intermediar ;

— frecare hidrodimanică care apare între două corpuri care sînt separate complet printr-un strat intermediar vîscos, fiind influențată în acest caz de proprietățile fizice și chimice ale lubrifiantului ;

— frecarea limită care apare atunci cînd între suprafețele supuse frecării există un strat molecular sau de grosimea a cîtorva molecule de strat nemetalic intermediar (lubrifiant), alunecarea producîndu-se pe straturile periferice (limită) ale pieselor în frecare ;

— frecare mixtă, caracterizată prin aceea că apar condiții ale frecării hidrodinamice cît și ale frecării limită.

Variația coeficientului de frecare, în cazul celor patru tipuri de frecare enumerate, este prezentată în figura 1 [4].

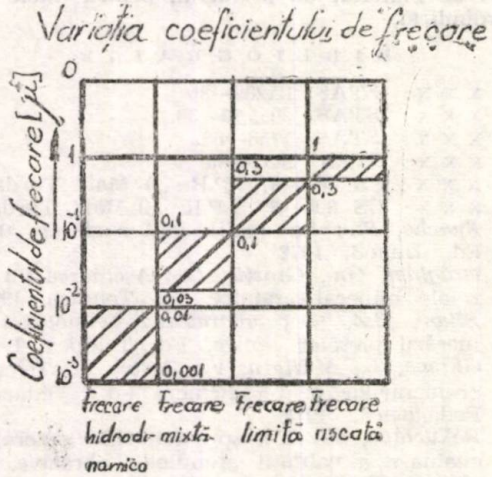


Fig. 1 Variația coeficientului de frecare în cazul celor patru tipuri de frecare.

Pentru evitarea contactului direct între suprafețele pieselor în frecare și pentru reducerea forțelor de frecare între suprafețele de contact, se aplică straturi întermediare cu rol de separare și acțiune lubrifiantă. Aceste straturi intermediare pot fi de următoarele categorii : solide, lichide, gazoase, metalice și nemetalice.

Lubrifianții tradiționali (unsori, vaseline, grafit și mai nou Mo S_2) au dat rezultate la temperaturi de lucru relativ scăzute, de 100—500°C.

Prelucrarea la cald prin presare, matrițare sau extrudare a oțelurilor carbon sau înalt aliate presupune încălzirea acestora la temperaturi de 800—1100°C, temperaturi la care lubrifianții tradiționali nu se pot utiliza cu rezultate corespunzătoare.

Aceste considerente au dus la ideea utilizării ca lubrifianți a sticlelor.

Baze teoretice

Concepția actuală cu privire la structura sticlelor atestă că acestea sînt formate din rețele tridimensionale, dezordonate, în care este posibilă formarea straturilor și lanțurilor ; unitatea structurală pentru sticlele silicatice este tetraedrul SiO_4, între care pot fi incluși o seamă de cationi. Legăturile cele mai puternice în sticle sînt legăturile Si—O, cu o lungime de 1,62° A. Structura amorfă, lipsită de simetrie, caracteristică pentru sticlă, explică de ce aceasta se înmoaie și nu se topește la punct fix.

Intervalul de înmuiere al sticlelor corespunde unui cîmp larg de temperaturi, la care vîscozitatea atinge valori de $2,10^4$—2.10^6 poise, ea fiind în același timp un bun izolator termic.

Plecînd de la aceste considerente, s-a presupus că sticla poate fi capabilă să funcționeze ca un lubrifiant hidrodinamic de temperatură înaltă.

Proprietățile care influențează eficiența sticlei ca lubrifiant sînt :

— temperatura de semibilă ;
— conductibilitatea termică ;
— vîscozitatea ;
— unghiul de umectare al metalului ;
— granulația ;
— capacitatea de aderență la metal.

Comportamentul sticlelor în procesul de încălzire depinde evident de temperatură. Drept criteriu de elaborare a sticlelor utilizate ca lubrifianți, activi la temperaturi de minimum 800°C, a fost aleasă temperatura de semibilă (respectiv intervalul de înmuiere) și temperatura de curgere.

Temperatura de semibilă este aceea la care proba, supusă încălzirii, este deformată de așa manieră încît raza suprafeței de bază este egală cu înălțimea sa. La această temperatură sticla începe să se înmoaie, iar vîscozitatea sa poate atinge valori de 2×10^6 poise, valoare care prezintă premiza utilizării sticlei ca lubrifiat.

Intervalul de înmuiere este intervalul de temperaturi în care sticla suferă transformări fizice, ea trecînd din fază solidă în fază lichidă, deci vîscozitatea ei scade putînd atinge și valori de 2×10^4 poise.

Temperatura de curgere, admisă prin convenție internațională, este aceea la care forma probei atinge a doua diviziune a cadranului

indicator al microscopului cu încălzire. Ea permite măsurarea unghiului de umectare al suprafeței metalice de către sticla fluidă.

În intervalul cuprins între temperatura de semibilă și temperatura de curgere, sticla utilizată cu lubrifiant îndeplinește următoarele condiții :

— se topește devenind fluidă și de aceea are o curgere peliculară pe suprafața metalului;

— aderă la metal printr-un mecanism de dizolvare a oxizilor care se formează în urma încălzirii la temperatura prescrisă de tehnologia de prelucrare la cald.

Pe măsura creșterii temperaturii, sticla se îmbogățește în oxizi metalici și vîscozitatea ei crește. De aceea, este obligatorie corelarea intervalului, respectiv a temperaturii de curgere a sticlei, cu temperaturile maxime de prelucrare la cald a diverselor tipuri de oțeluri. Caracteristicile termice și proprietatea de a adera la suprafața metalului se realizează din compoziția oxidică a sticlelor.

Determinarea caracteristicilor termice s-a făcut pe un microscop cu încălzire tip LEITZ-WETZLER, iar interpretarea rezultatelor — conform DIN 31370 (metodologie uzuală în industria de fabricare a emailurilor anorganice vitroase).

Lucrări experimentale

Lucrarea prezintă experimentări privind utilizarea ca lubrifianți a sticlelor, pentru următoarele cazuri :

1 — prelucrarea la cald a oțelurilor carbon prin procedeul de presare în matriță ;

2 — tragerea pe dorn a coturilor din oțeluri inoxidabile și înalt aliate.

În vederea realizării experimentului au fost elaborate un număr de patru compoziții de sticle, a căror structură calitativă este prezentată în tabelul 1.

Compoziția oxidică a sticlelor utilizate ca lubrifianți

Tabelul 1

Component	Tip sticlă			
	L_1	L_2	L_3	L_4
SiO_2	×××	×××	×××	×××
Al_2O_3	×	×	×	×
Na_2O	×	×	×	×
K_2O	×	×	×	×
CaO	×	×	×	×
MgO	×	×	—	—
B_2O_3	×	×	×	×
CoO	—	—	×	×
ZnO	—	—	—	×
Cr_2O_3	×	—	—	—

Caracteristicile termice ale sticlelor utilizate ca lubrfianți sînt prezentate în tabelul 2.

Caracteristicile termice ale sticlelor

Tabelul 2

Tip sticlă	Interval de înmuiere [°C]	Temperatură de curgere [°C]	C.D.T. x 10 [grd.]	Utilizare
L_1	640—960	1170	286	Tragere pe dorn
L_2	610—950	1140	272	Tragere pe dorn
L_3	590—1010	1070	350	Matrițare OL
L_4	590—830	940	330	Matrițare OL

Pentru realizarea tehnologică de depunere a acestor sticle pe suprafețele metalelor ce urmează a fi prelucrate la cald, ele au fost măcinate în amestec cu argile și electroliți specifici, pînă la realizarea unei suspensii avînd dimensiunea granulelor de sticlă cuprinsă între 50—100 μ. Suspensia realizată în urma măcinării umede a sticlelor este denumită șliker.

Caracteristicile termice ale acestor șlikere sînt prezentate în tabelul 3.

Caracteristicile termice ale șlikelelor

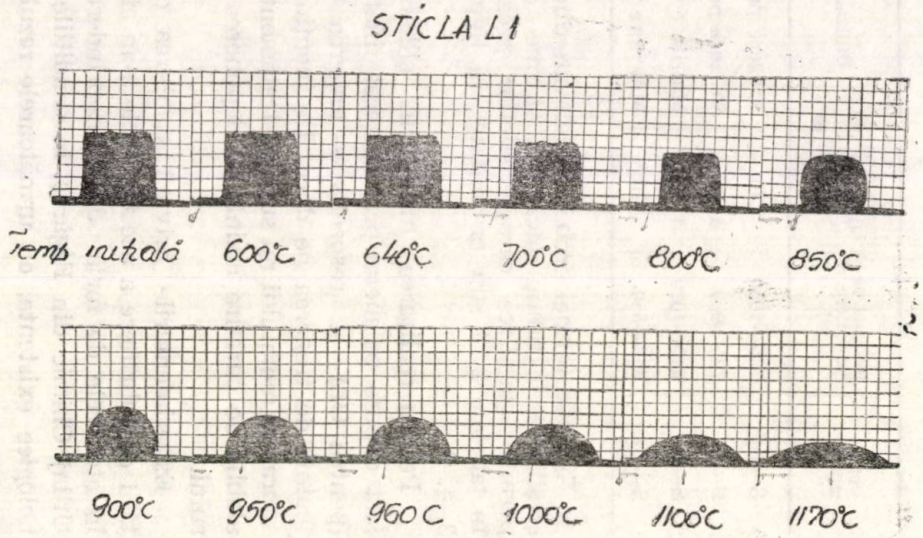
Tabelul 3

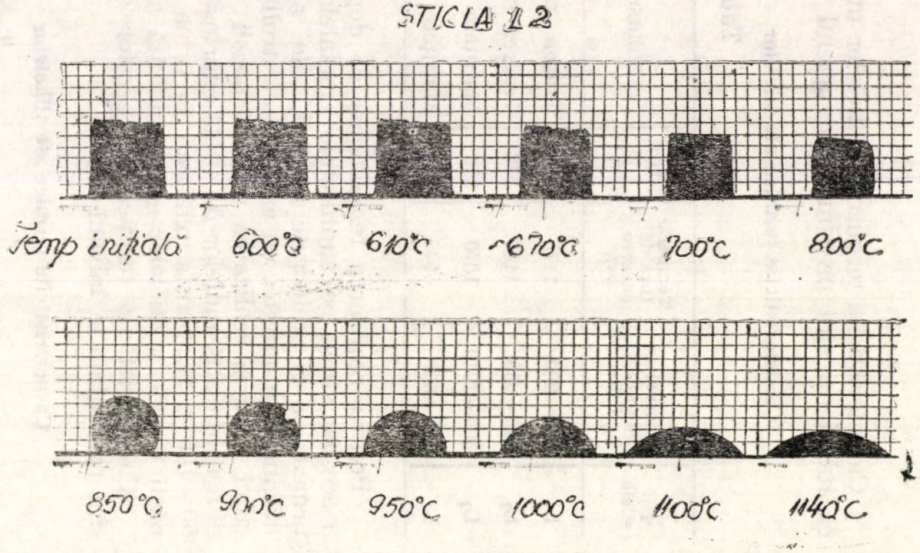
Tip șliker	Interval de înmuiere [°C]	Temperatură de curgere [°C]	Utilizare
S—L_1	720—1050	1270	Tragere pe dorn
S—L_2	730—990	1150	Tragere pe dorn
S—L_3	640—1020	1110	Matrițare OL
S—L_4	650—850	970	Matrițare OL

Evoluția formei probelor prelevate din sticle și șlikere, în timpul încălzirii, forme ce au permis stabilirea caracteristicilor prezentate în tabelele 2, 3 sînt prezentate în figurile 2, 3, 4, 5.

Pentru realizarea lubrifierii, șlikerele au fost depuse pe metal prin ungerea matrițelor (pentru OL) și respectiv — ungerea țevilor înainte de tragerea pe dorn. De menționat că suprafața metalului nu suportă tratamente prealabile de curățire înainte de depunerea șlikerului.

Experimentările privind stabilirea capacității de lubrifiere a acestor sticle s-au efectuat în atelierele de forjă din Inteprinderea de Utilaj Chimic din Făgăraș, în condițiile tehnologice existente, cu următoarele rezultate :





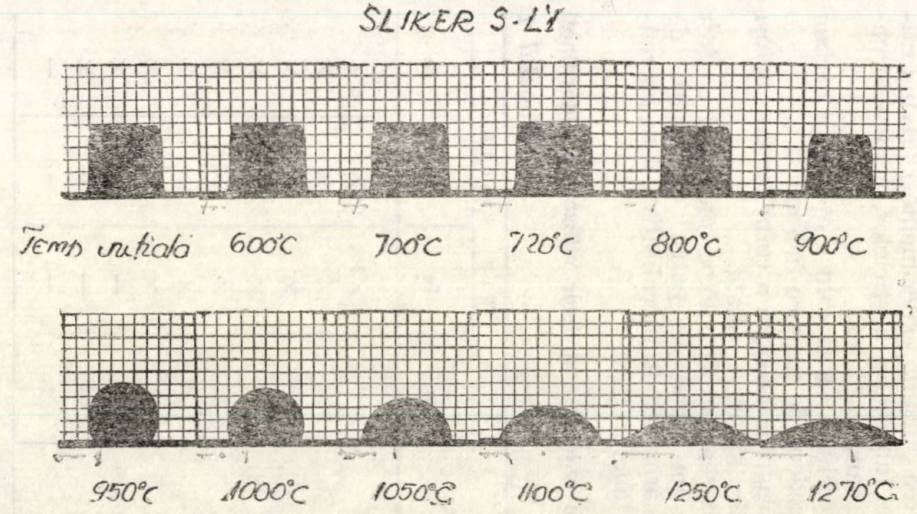


Fig. 2 Comportarea la încălzire a sticlei L_1 și respectiv a șlikerului S—L_1.

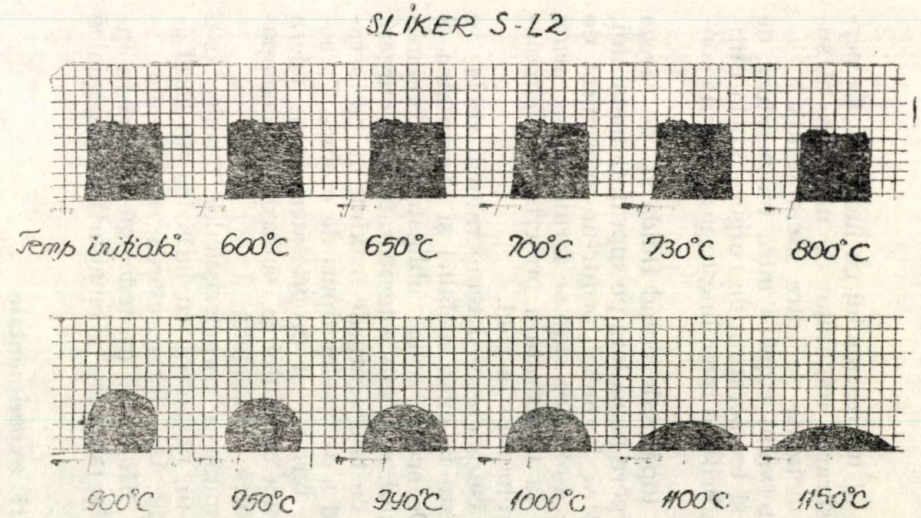
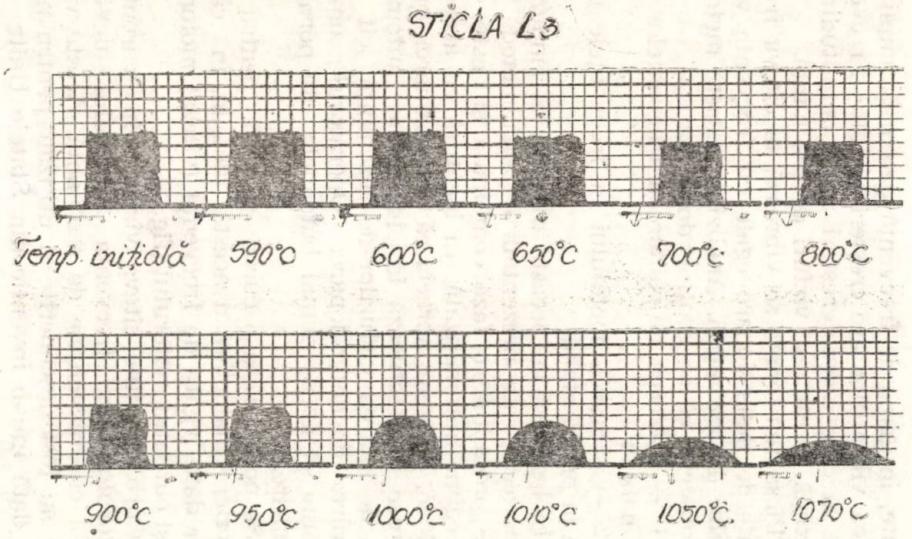


Fig. 3 Comportarea la încălzire a sticlei L_2 și respectiv a șlikerului S—L_2.



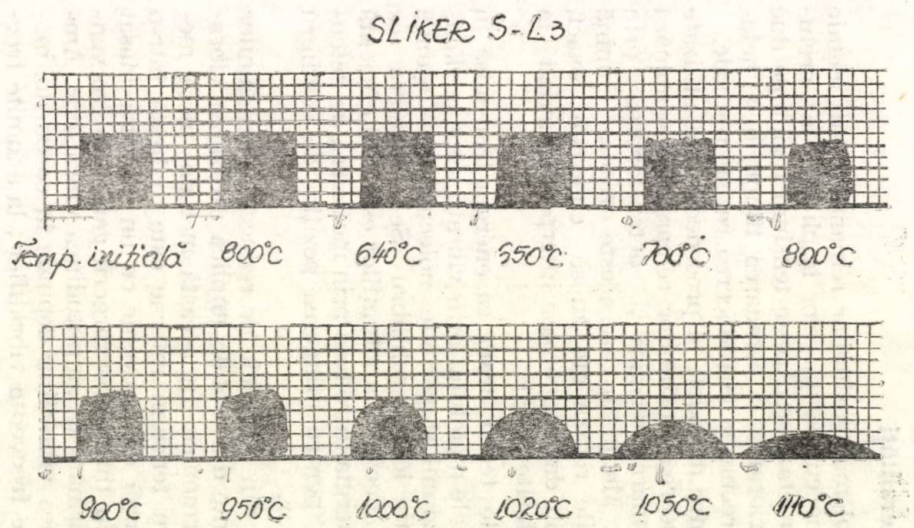
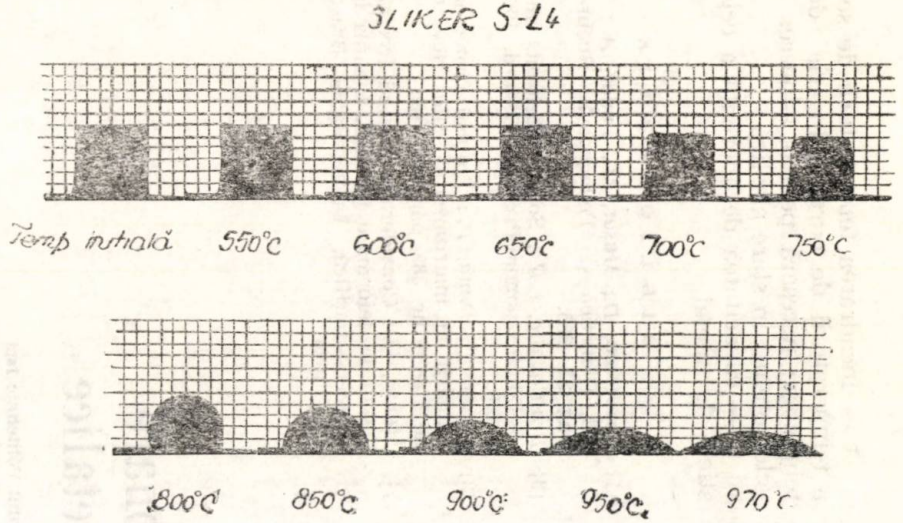


Fig. 4 Comportarea la încălzire a sticlei L_3 și respectiv a șlikerului S—L_3.



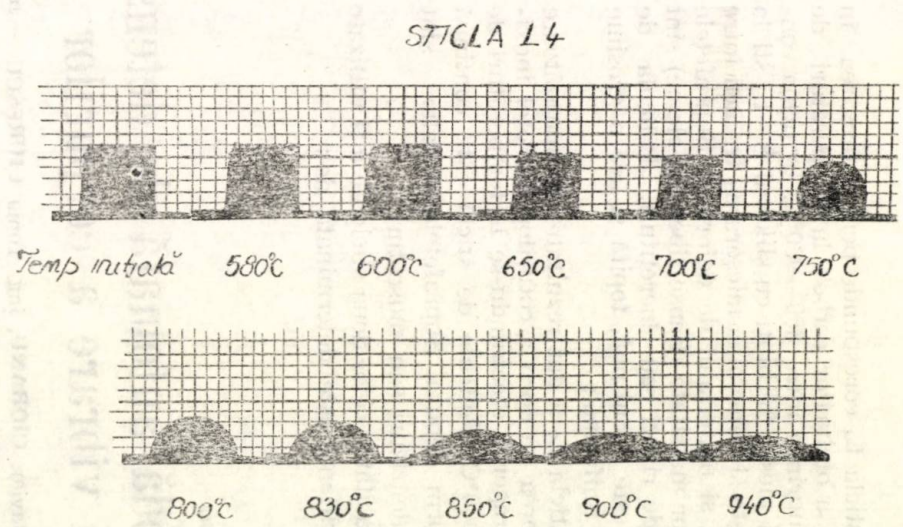


Fig. 5 Comportarea la încălzire a sticlei L_4 și respectiv a șlikerului S—L_4.

— sticla L_4 corespunde pentru presarea în matrițe a oțelurilor carbon la temperaturi de lucru cuprinse între 850—900°C. În urma contactului piesei fierbinți cu șlikerul S—L_4 sticla se topește și determină micșorarea frecării între matriță și materialul de deformat. Suprafețele reperelor matrițate (flanșe libere și cleme) sînt lipsite de rizuri sau încrețituri. Pelicula de sticlă este continuă, topită și are o grosime relativ uniformă ;

— sticla L_2 a dat rezultate corespunzătoare la tragerea pe dorn a coturilor din oțel inoxidabil, tragerea efectuîndu-se la temperaturi de 940—1000°C. Pelicula de sticlă este continuă și uniform depusă. Suprafețele metalice sînt lipsite de rizuri sau mușcături.

Capacitatea celor două sticle de a fi utilizate ca lubrifianți este determinată de :

1 — încadrarea temperaturii de semibilă și a temperaturii de curgere în aria de valori tehnologic necesară pentru aducerea respectivelor oțeluri în stare plastică ;

2 — capacitatea de aderență a celor două sticle la metal.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Pavelescu, D., Mușat, M., Tudor, A.* : Tribologie. Ed. Didactică și Pedagogică, București, 1977, pag. 23—285.

[2] *Braithwaite, E.R.* : Solid Lubricants and surfaces — Ed. Pergamon Press — Oxford, 1964, pag. 156—160.

[3] *Canta, T., Dima, P.* : Emulsii protectoare contra oxidării la matrițarea la cald. Rev. Construcții de Mașini nr. 385. pag. 156—160.

[4] *Maniu, G.* : Considerații privind frecarea în procesele de deformare plastică. Lucrări la sesiunea tehnico-științifică, Universitatea Brașov, 23—24 febr. 1984.

CZ : 621.789

Metodă automată de detensionare prin vibrare a corpurilor metalice

Ing. Octavian **CIOBANU**, ing. Toma **CIURESCU** — Institutul Politehnic Iași

Generalități

Problema tensiunilor remanente din metale este bine cunoscută celor implicați în prelucrarea metalelor. Aceste tensiuni reziduale duc la deteriorarea și corodarea timpurie a metalului, precum și la reducerea rezistenței sale.

Printre metodele și procedeele mai utilizate în reducerea tensiunilor remanente se numără detensionarea termică și detensionarea prin vibrare. Modul în care aceste procese elimină tensiunile remanente nu se cunoaște exact, deși s-au dat numeroase interpretări avînd la bază diferite teorii.

Unele teorii arată că energia transmisă în moleculele metalului prin vibrații duce la slăbirea coeziunii și permite moleculelor să ajungă în poziția lor de echilibru Se consideră că energia mecanică a vibrațiilor este mai eficientă decît energia introdusă prin încălzirea de detensionare, pentru atingerea poziției de echilibru molecular.

Una din metodele de reducere a tensiunilor remanente din metale implică utilizarea vibrațiilor armonice. În această metodă, piesa metalică cu tensiuni interne este vibrată într-o gamă largă de frecvențe cu un vibrator atașat piesei. În timpul parcurgerii gamei de frecvențe, se urmărește amplitudinea vibrațiilor. Amplitudinea vibrațiilor depinde în corpurile metalice de frecvența vibrațiilor ; la anumite frecvențe, în gama de frecvență parcursă, amplitudinea vibrațiilor are creșteri vizibile. Frecvențele la care aceste creșteri ating amplitudinea maximă se numesc vîrfuri de rezonanță.

Piesa tensionată se vibrează la cîteva frecvențe de detensionare egale cu frecvența vîrfurilor de rezonanță. Analizînd această metodă se observă că ea conține două etape :

1 — vibrarea de căutare a frecvențelor de rezonanță ;

2 — vibrarea metalului la frecvențele găsite în prima etapă.

În legătură cu această metodă, în rîndurile următoare, este prezentată o nouă metodă [1] care presupune o fază combinată și este în întregime automatizată. În legătură cu această metodă, se poate aprecia că detensionarea prin vibrare se efectuează în întregime automat, atît detectarea vîrfurilor de rezonanță cît și vibrarea de detensionare. Operatorul uman trebuie să apese numai butoanele de pornire și oprire.

Se poate trasa o curbă grafică pentru o descriere mai clară a acestei metode, în care apar date legate de frecvența (viteza) motorului și curentul motorului (fig. 1).

Curba conține cîteva vîrfuri în curentul motorului, cînd frecvența motorului devine egală cu frecvențele de rezonanță. Aceste vîrfuri au fost descoperite și utilizate pentru prima dată într-o invenție din Statele Unite în

anul 1970 [2]. De remarcat că această curbă este aproximativă și nu este necesară în procedeul de detensionare propus, fiind mai mult orientativă pentru înțelegerea acestei noi metode.

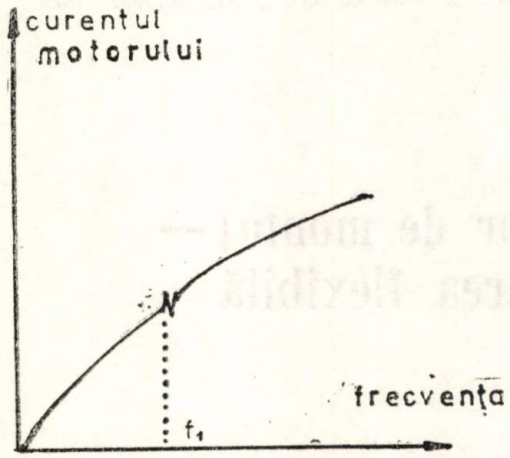


Fig. 1

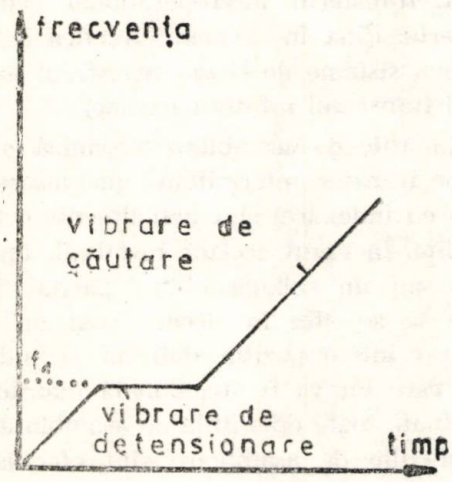


Fig. 2

Pe scurt această nouă metodă conține o fază combinată :

— vibrarea metalului într-o gamă largă de frecvențe, pentru a găsi vîrfurile de rezonanță (fig. 2) ; cînd prima frecvență de rezonanță este găsită (primul vîrf în curentul motorului), începe vibrarea la viteză constantă ; după 15 minute de vibrare, începe din nou căutarea celorlalte vîrfuri de rezonanță, vibratorul traversînd tot domeniul de frecvențe pînă la viteza (frecvența) maximă.

Aparatura pentru această metodă automată cuprinde (fig. 3) :

1 — vibrator cu excentric fixat de piesă ;
2 — motor cu turație reglabilă preferabil de curent continuu ;
3 — dispozitiv pentru reglarea turației motorului (2) ;
4 — potențiometru ;
5 — motor pentru deplasarea potențiometrului ;
6 — dispozitiv de comandă pentru motorul (5) ;
7 — traductor de curent ;
8 — amplificator ;
9 — releu de timp (10—15 minute).

După comanda de pornire, motorul **5** deplasează încet potențiometrul **4** de la poziția minimă la maximum. Astfel motorul **2** va fi comandat de dispozitivul **3** și viteza sa va fi uniform accelerată. Cînd turația motorului **2** ajunge egală cu o frecvență de rezonanță, în curentul motorului **2** apare un impuls care va fi detectat de traductorul **7**. Traductorul este conectat la un amplificator **8** și la un releu de timp **9**. Releul de timp oprește pentru 15 minute motorul **5**. Cînd motorul **5** este oprit motorul **2** funcționează cu turație constantă.

După terminarea temporizării releului de timp, motorul **5** va porni din nou, iar motorul **2** va funcționa cu turație accelerată pînă cînd se va găsi un nou impuls în curentul motorului. Cînd potențiometrul atinge valoarea maximă motorul **2** va avea turația maximă, operațiunea de detensionare fiind sfîrșită. În această metodă piesele se pot detensiona la una sau mai multe frecvențe de rezonanță, în funcție de cum a fost reglat traductorul de curent.

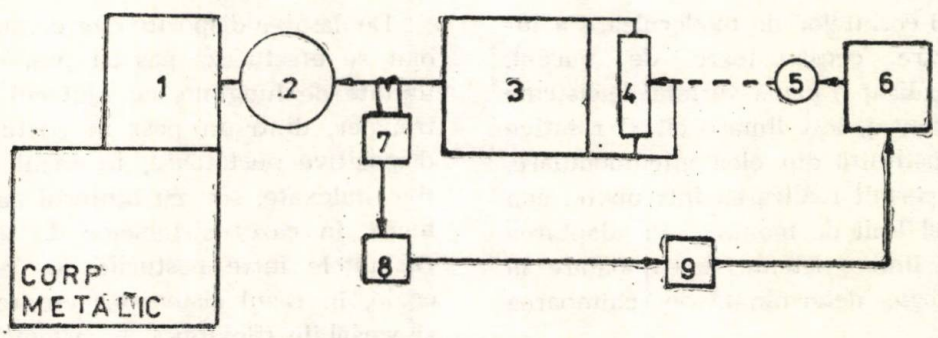


Fig. 3

Concluzii

Metoda este simplă și sigură permițînd detensionarea cu următoarele **avantaje** :

1 — este o metodă în întregime automată ;
2 — investițiile sînt relativ scăzute ;
3 — nu necesită calificare deosebită a operatorului ;
4 — reduce în mod considerabil timpul de detensionare ;
5 — are o mare eficiență în producția de serie mare.

BIBLIOGRAFIE

[1] x x x : Brevet R.S.R. Nr. 88096—1985.
[8] x x x : Brevet S.U.A. Nr. 3677831—1972.

CZ : 621—52 : 625.44

Modularea utilajelor și a liniilor de montaj — etapă importantă în automatizarea flexibilă a montajului, p. II-a

Dr. ing. Dragomir **TOPAL** — I.C.T.C.M. București

În prima parte a acestui articol au fost prezentate principalele considerente tehnico-economice privind modularea utilajelor și a liniilor de montaj, ca etapă importantă în automatizarea flexibilă a montajului. Modalitățile de soluționare tehnică pentru modularea utilajelor și a liniilor de montaj vor constitui tema celei de a doua părți a acestui articol.

În actuala etapă de mare dezvoltare tehnologică, pentru proiectantul de utilaje de montaj se pun sarcini din ce în ce mai complexe, una din acestea constituind-o realizarea de utilaje și linii modulare de mare productivitate, care, prin diverse combinații constructive, să poată satisface cerințele crescînde ale beneficiarilor de a realiza, pe aceleași mașini sau linii de montaj, produse noi, cu minimum de modificări la utilajele tehnologice, impuse de noile tehnologii de asamblare.

Răspunzînd cerințelor de modernizare a industriei noastre constructoare de mașini, I.C.T.C.M. a realizat o gamă variată de sisteme flexibile de montaj, atît liniare cît și rotative (circulare), constituită din elemente modulare, tipizate, care permit realizarea într-un termen scurt a oricărei linii de montaj, sau adaptarea rapidă a unei linii existente în exploatare la o nouă tehnologie, determinată de schimbarea produsului.

În cele ce urmează, sînt prezentate și analizate principalele componente ale oricărui sistem de montaj și felul cum a fost soluționată modularea lor în cadrul I.C.T.C.M.

În orice sistem mecanizat și mai ales automatizat, transferul interoperațional ocupă un loc aparte. Pînă în prezent, practica a consacrat două sisteme de bază : transferul longitudinal și transferul rotativ (circular).

Instalațiile de asamblare mecanică cu mișcare de transfer intermitentă (deplasare, staționare cu indexare) sînt actualmente cele mai răspîndite. În cazul acestor instalații, un component sau un subansamblu parțial montat trebuie să se afle în fiecare post de lucru, imobilizat într-o poziție definită și indexată, poziție care nu va fi abandonată înainte de a fi terminate toate operațiile de asamblare. Așadar, funcțiile de asamblare sînt efectuate în timpul imobilizării dispozitivului de transfer și, prin urmare, utilajele din posturile de lucru sînt montate în poziții fixe pe mașinile de asamblare, sau în lungul liniei de montaj.

Deplasarea dispozitivelor cu piesele de asamblat se efectuează pas cu pas, cu o anumită unitate de lungime, cu ajutorul sistemului de transfer, dintr-un post în postul următor, pe dispozitive purtătoare, în cazul meselor rotative indexate, sau cu ajutorul paletelor purtătoare, în cazul sistemelor de transfer liniar. Distanțele între posturile de asamblare sînt egale, în cazul sistemelor cu transfer rotativ, și variabile (flexibile), la sistemele cu transfer liniar.

La sistemele liniare de montaj, transferul interoperațional al pieselor sau subansamblelor este conceput modular, astfel încît, din înlăn-

țuirea unităților modulare, să rezulte transportoare de diverse tipuri constructive, cu o variată gamă dimensională și cu diverse viteze de deplasare.

În figura 1 sînt prezentate principalele sisteme de transfer liniar, care alcătuiesc scheletul oricărei linii de montaj concepute și realizate de I.C.T.C.M. — București.

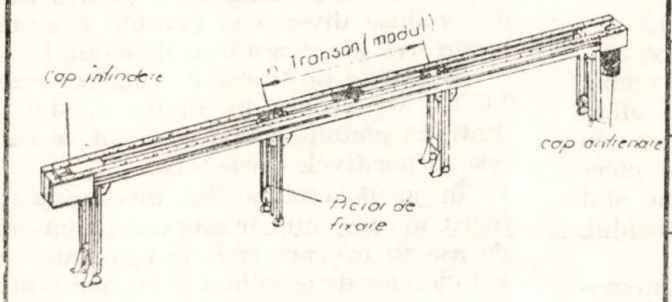
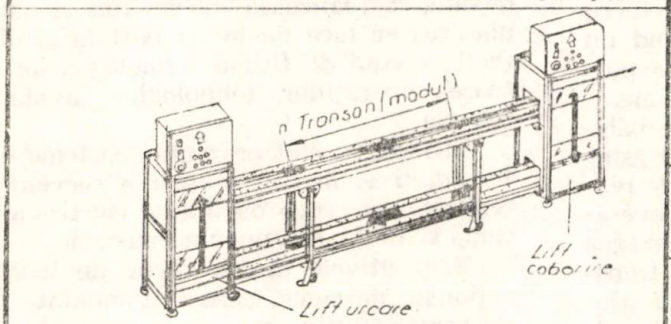
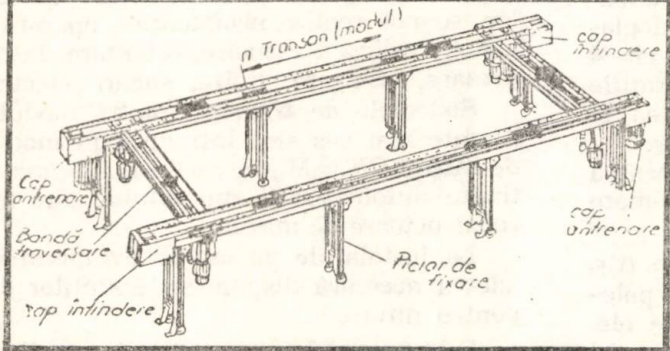
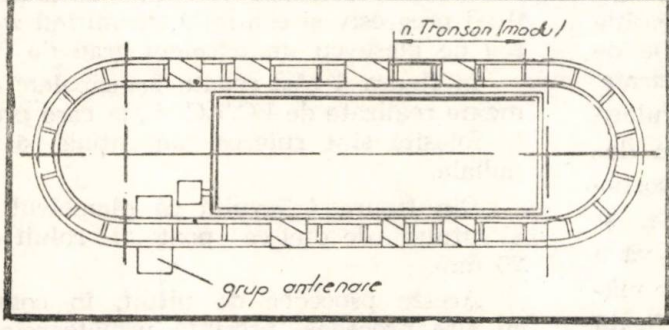
Denumirea și forma constructivă	Lățimea transportorului (mm)	Lungime paletă (mm)	Viteza de deplasare (m/min)	Sarcina maximă pe transp. (daN)
TRANSPORTOR CU BANDĂ 	100	—	2,5 8 10, 12	75
	160	—	2,5 8 10 12	100
	200	—	2,5 8 10, 12	160
	400	—	2,5 8 10, 12	200
TRANSPORTOR ASINCRON ÎN PLAN VERTICAL 	100	140 160 180 200	6,3 8, 10, 12	1250
	160	220 250 280 320	6,3 8 10 12	2000
	250	360 400 450 500	5, 6,3 8 10	3200
	400	560 630 710 800	4 5, 6,3, 8	5000
TRANSPORTOR ASINCRON ÎN PLAN ORIZONTAL 	100	100 160 200	6,3 8, 10 12	630
	160	160 250 320	6,3 8, 10 12	1250
TRASPORTOR CU PLACI ARTICULATE 	400	800	6,3	1000

Fig. 1 Sisteme de transfer liniare modulare.

Liniile de montaj, în general, sînt alcătuite din posturi de lucru care pot fi manuale, dotate cu mecanizările necesare, impuse de operațiile ce urmează a fi efectuate și posturi în care operațiile efectuate sînt complet automatizate. Alegerea unui tip de transportor, cît și soluționarea de ansamblu a liniei de montaj se fac în funcție de volumul de fabricație al produsului, de dimensiunile acestuia, de tipul operațiilor de montaj necesare etc.

Transportoarele redate în figura 1 își găsesc următoarele utilizări descrise mai jos.

Transportorul cu bandă este destinat numai operațiilor manuale care se efectuează în afara liniei. Piesele sînt preluate manual de pe banda transportorului, iar operațiile de montaj se efectuează în afara liniei, după care piesele sînt depuse tot manual pe banda transportorului, pentru transferul interoperațional.

Pentru asamblarea mecanizată și automatizată a unui produs complex, cu un număr mare de posturi de lucru, sînt indicate liniile de montaj asincrone, la care posturile de lucru nu sînt înlănțuite rigid, între ele existînd un stoc tampon, capabil de a anula anumite perturbații de tact, sau anumite deranjamente.

Transportorul asincron, cu deplasarea paletelor în plan vertical, asigură transferul asincron interoperațional al subansamblelor de realizat, fixate pe paletele purtătoare, iar operațiile de asamblare se execută prin indexarea direct pe transportor. În acest tip de transportor paletele goale sînt recirculate cu ajutorul a două lifturi și a unei căi inferioare de retur.

La transportul asincron, cu deplasarea paletelor în plan orizontal, se asigură atît deplasarea paletelor cu produsele de realizat, cît și recircularea paletelor în același plan. Operațiile de asamblare se execută prin staționarea și indexarea paletelor direct pe transportor.

Aceste transportoare sînt indicate pentru realizarea unor linii de montaj semiautomate și automate.

Transportoarele cu plăci articulate (tip sandvik) asigură deplasarea asincronă a paletelor cu produsele de asamblat fixate pe ele, în plan orizontal. Acest tip de transportor își găsește aplicabilitatea la liniile de montaj destinate produselor mari și grele, iar operațiile tehnologice care se efectuează în posturile de lucru pot fi atît mecanizate cît și automatizate.

Sistemele de transfer asincron modulare realizate de I.C.T.C.M. permit înlănțuirea flexibilă, în cadrul unei linii de montaj, a posturilor automatizate cu posturile manuale, și asigură — totodată — înlocuirea progresivă a posturilor manuale cu posturi automate, pe măsură ce această automatizare este justificată din punct de vedere economic.

Asamblarea pe aceeași linie a unei familii de produse impune realizarea unei linii de montaj flexibile, care să permită ca operațiile specifice să fie efectuate în derivație pe linii secundare, în posturi manuale, mecanizate sau automatizate, iar operațiile comune să fie automatizate la maximum pe linia principală (fig. 2).

Așadar, sistemul de transfer liniar modular asigură o mare flexibilitate pentru asamblarea de produse diverse și permite o automatizare progresivă la oricare linie de montaj.

Sistemele de transfer rotativ realizate de I.C.T.C.M., redate în figura 3, sînt alcătuite dintr-un platou central antrenat pe care se găsesc dispozitivele port-piese.

În jurul acestuia sînt dispuse posturile de lucru, al căror număr este corelat cu problemele de asamblare care trebuie rezolvate, cu numărul pieselor de asamblat și cu numărul de funcțiuni specifice de efectuat.

Mișcarea platoului, la mesele rotative indexate, se realizează intermitent și anume deplasarea se face de la un post la altul, în direcția cerută de fluxul tehnologic, iar la efectuarea operațiilor tehnologice acesta rămîne indexat.

În figura 3 sînt prezentate sisteme de transfer rotative, la care mișcarea secvențială este realizată cu cruce de Malta, electromecanic cu camă spațială, sau pneumo-mecanic.

Dispozitivele din posturile de lucru pot fi acționate de came, care sînt montate pe axele de comandă (fig. 3), sau cu elemente pneumohidraulice, care sînt de asemenea comandate sincron de antrenarea centrală. Cu ajutorul lor, se pot realiza următoarele operații tehnologice : ridicare, răsucire, orientare, înșurubare, presare, sertizare, lipire, sudare electrică etc.

Sistemele de transfer rotativ modular prezentate mai sus sînt introduse în mod curent, de către I.C.T.C.M., în realizarea de mașini destinate automatizării montajului din industria constructoare de mașini.

La instalațiile de asamblare mecanică, este adesea necesară dispunerea unităților de lucru pentru nituire.

Echipamentele de nituit realizate de I.C.T.C.M. efectuează operațiile de nituire prin fluaj progresiv și continuu, permițînd asamblarea de piese cu un excelent grad de finisare.

În figura 4 sînt redate principalele echipamente realizate de I.C.T.C.M., la care procedeele folosite sînt rularea tangențială și rularea radială.

Din figura 4 rezultă că diametrul maxim al nitului de oțel ce poate fi roluit este de 20 mm.

Aceste procedee de nituit, în comparație cu alte procedee, prezintă următoarele avantaje :

— asigură o calitate foarte bună a capului de nit format ;

— asigură deformarea materialului fără periclitarea structurii ;

— sînt procedee simple de fixare ;

— realizează timpi foarte scurți de nituire ;

— se asigură o uzură minimă a poansonului ;

— presiunea de nituire este redusă (nu sînt primejduite piesele de asamblat) ;

— funcționarea mașinilor este silențioasă ;

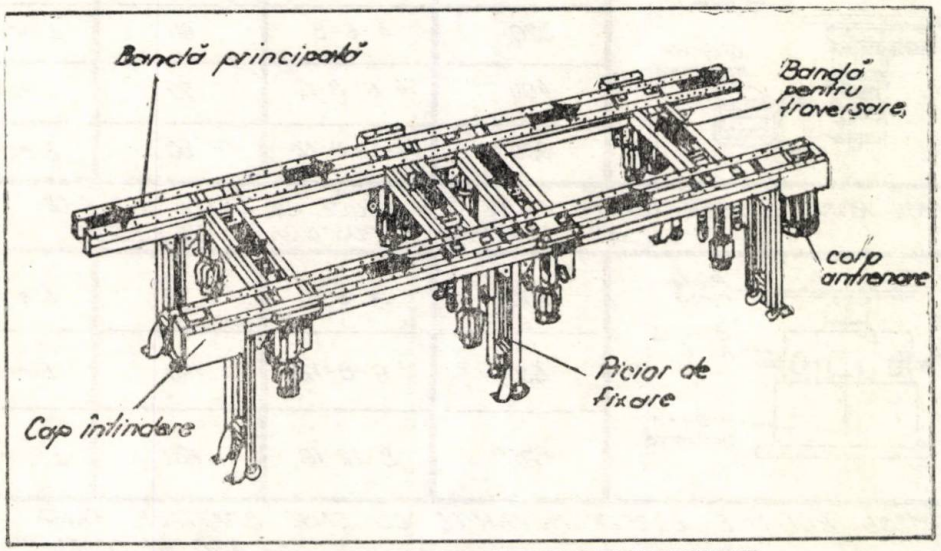
— consumul energetic este redus.

Cu ajutorul acestor echipamente, se pot realiza forme ale capetelor de nituri într-o gamă variată, cîteva din formele lor fiind prezentate în figura 4.

Echipamentele de nituit în concepție modulară pot fi adaptate cu ușurință pe liniile de montaj, cît și la mașinile cu mese rotative indexate, sau pe agregate de montaj.

Adesea, instalațiile de asamblare mecanică folosesc unități de lucru pentru presare, cu scopul de a efectua operații ca inserție, îndoire, asamblare prin comprimare, imprimare, sau operația de presare propriu-zisă.

Pentru efectuarea acestor operații, se utilizează fie prese cu acțiune directă, fie prese cu sistem de amplificare (cu genunchi).



Principalele caracteristici tehnico-funcționale

Lățime transportor (mm)	Lungime paletă (mm)	Viteza de deplasare (m/min)	Sarcina maximă pe transportor (daN)
100	100 160 200	6,3 8;10 12	630
160	160 250 320	6,3 8;10 12	1250

Fig. 2 Sistem flexibil modular de transfer liniar interoperațional.

În figura 5 sînt prezentate principalele echipamente de presare cu acțiune directă realizate în I.C.T.C.M. Forma constructivă permite utilizarea acestora fie în cadrul liniilor de montaj, fie la mașinile cu mese rotative indexate, la care funcționarea poate fi semiautomată sau automată. Energia de acționare este hidraulică, la presele cu forță de acționare mare și pneumatică la presele cu forțe de acționare mici.

Aceste utilaje de presare au fost realizate într-o mare gamă modulară, satisfăcînd un domeniu larg de necesități.

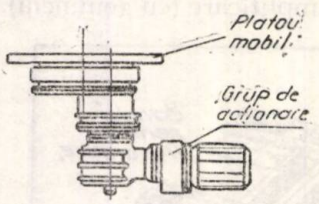
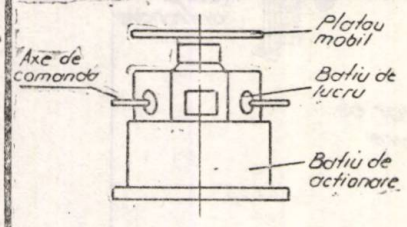
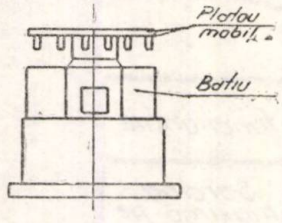
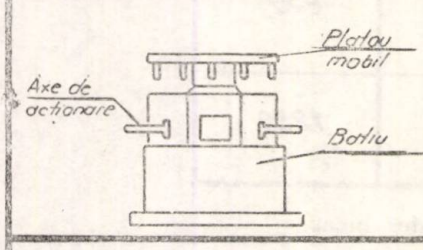
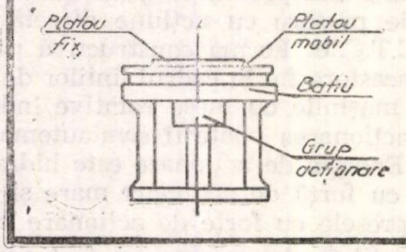
Schiță utilajului	Diametrul platoului (mm)	Număr de indexări	Sarcina transportată (daN)	Energia de acționare
MESE ROTATIVE INDEXATE UȘOARE CU CRUCE DE MALTA (fără batiu)				
	250	4-6-8	50	Electrică
	320	4-6-8	60	Electrică
	400	4-6-8-12	70	Electrică
	500	4-6-8-12	90	Electrică
MESE ROTATIVE ELECTRO MECANICE CU CRUCE DE MALTA CU AXE DE COMANDĂ A POSTURILOR DE LUCRU				
	500	4-6-8	70	Electrică
	630	6-8-12	100	Electrică
	800	8-12-16	120	Electrică
MESE ROTATIVE ELECTROMECANICE CU CAME SPAȚIALE FARĂ AXE DE COMANDĂ				
	1000	12-16-20	70	Electrică
	1250	16-20-24	100	Electrică
	1600	20-24-32	120	Electrică
MESE ROTATIVE ELECTROMECANICE CU CAME SPAȚIALE CU AXE DE COMANDĂ A POSTURILOR DE LUCRU				
	1000	8-12-16	70	Electrică
	1250	12-16-20	100	Electrică
	1600	16-20-24	120	Electrică
MESE ROTATIVE PNEMO-MECANICE				
	800	12 24	150	Pneumatică
	1000	14 28	200	Pneumatică
	1250	16 32	250	Pneumatică

Fig. 3 Echipamente de transfer rotative modulare.

Pe lîngă cele prezentate, în cadrul I.C.T.C.M. s-au mai realizat :

— echipamente de stocare și alimentare ;
— echipamente de înșurubare ;
— echipamente de manipulare ;
— echipamente de gresare etc.

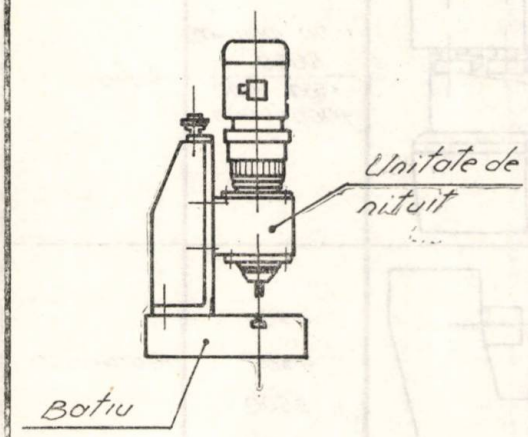
Toate acestea au fost concepute și realizate modular, în vederea satisfacerii tuturor cerințelor impuse de modernizarea montajului din industria constructoare de mașini.

velul cel mai ridicat de automatizare, inclusiv automatizarea programabilă.

Ca exemplu de instalație modulară complexă realizată de I.C.T.C.M., se prezintă o mașină automată concepută pentru asamblarea șuruburilor M 12 × (35 la 50 mm) la M 20 × (40 la 80 mm), cu șaibă plată și piuliță, beneficiar I.C.M.P. București (fig. 6).

Mașina este alcătuită dintr-o masă rotativă indexată modulară, pe care se găsesc montate

MAȘINI ȘI UNITĂȚI DE NITUIT



Tipul echipamentului de nituit	Gama diametrelor de nituit (mm)	Energia de acționare
Mașini și unități de nituit prin rulare tangențială	0,5... 20	- Electro-pneumatică - Electro hidraulică
Mașini și unități de nituit prin rulare radială	0,5... 20	- Electro-pneumatică - Electro-hidraulică
Mașini și unități de nituit prin bordurare	0,5... 10	- Electro-pneumatică
Mașini și unități de nituit prin roluire	0,5... 20	- Electro-pneumatică - Electro hidraulică

Capetele de nituri ce pot fi realizate cu aceste echipamente de nituit

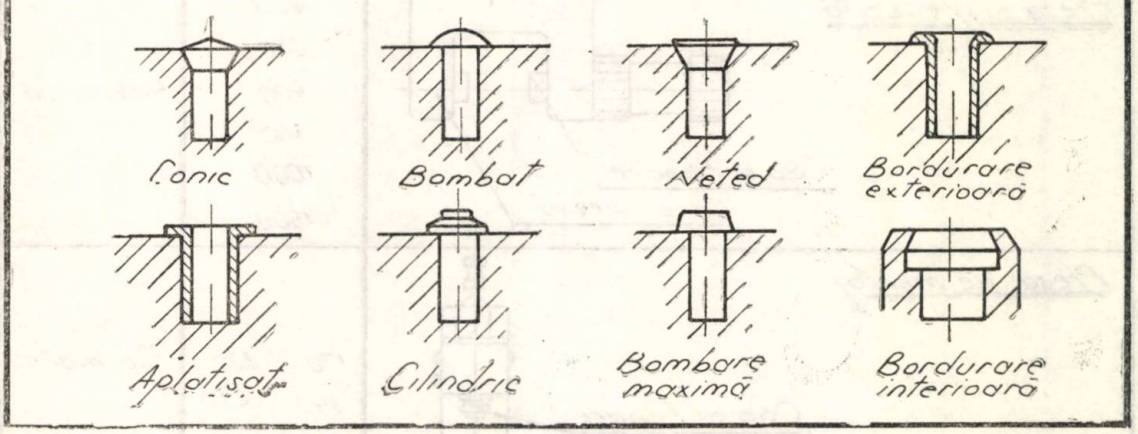


Fig. 4 Echipamente de nituit modulare.

Sistemele de comandă pentru instalațiile de montaj realizate de I.C.T.C.M. sînt, de asemenea, concepute modular, în conformitate cu cerințele moderne ale electronicii, ele asigurînd ni-

dispozitivele tehnologice de lucru, aferente operațiilor pe care trebuie să le efectueze.

Pe platoul mesei rotative indexate sînt montate cele 8 dispozitive purtătoare, care au

fost astfel concepute încît, cu modificări minime, să poată fi asamblată întreaga gamă de şuruburi solicitată.

Alimentarea cu piese a posturilor de lucru, cît şi efectuarea operaţiilor tehnologice propriu-zise se realizează automat.

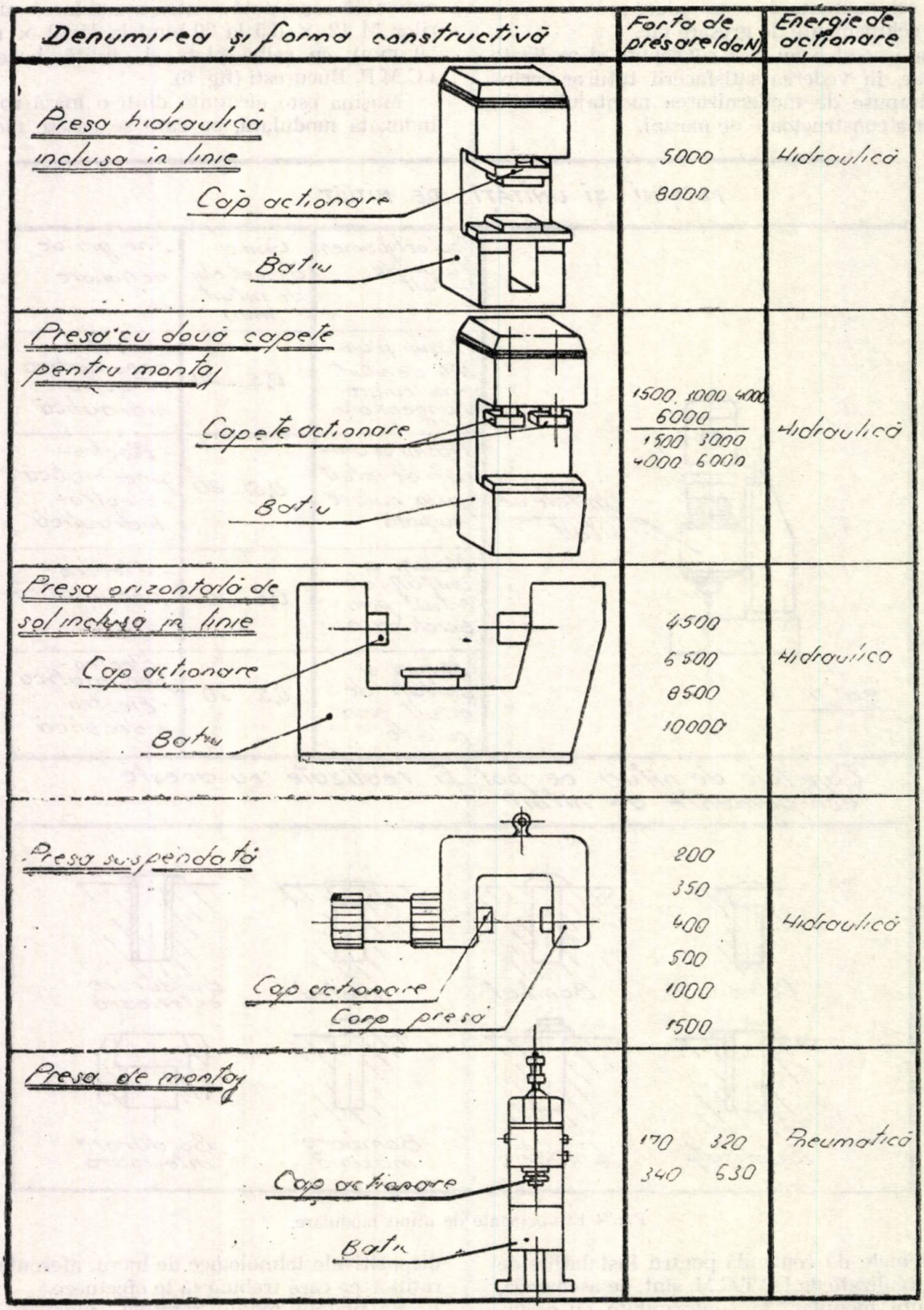


Fig. 5 Prese de montaj modulare.

Cu această mașină se poate asambla un tip de șurub (de exemplu M 20 × 40 pînă la M 20 × 100 mm), fără modificări constructive. Pentru oricare alt tip de șurub din gama solicitată, sînt necesare noi reglări la sistemele de alimentare : se înlocuiesc cîteva piese la dispozitivele purtătoare și se aplică buterola adecvată șurubului de montat.

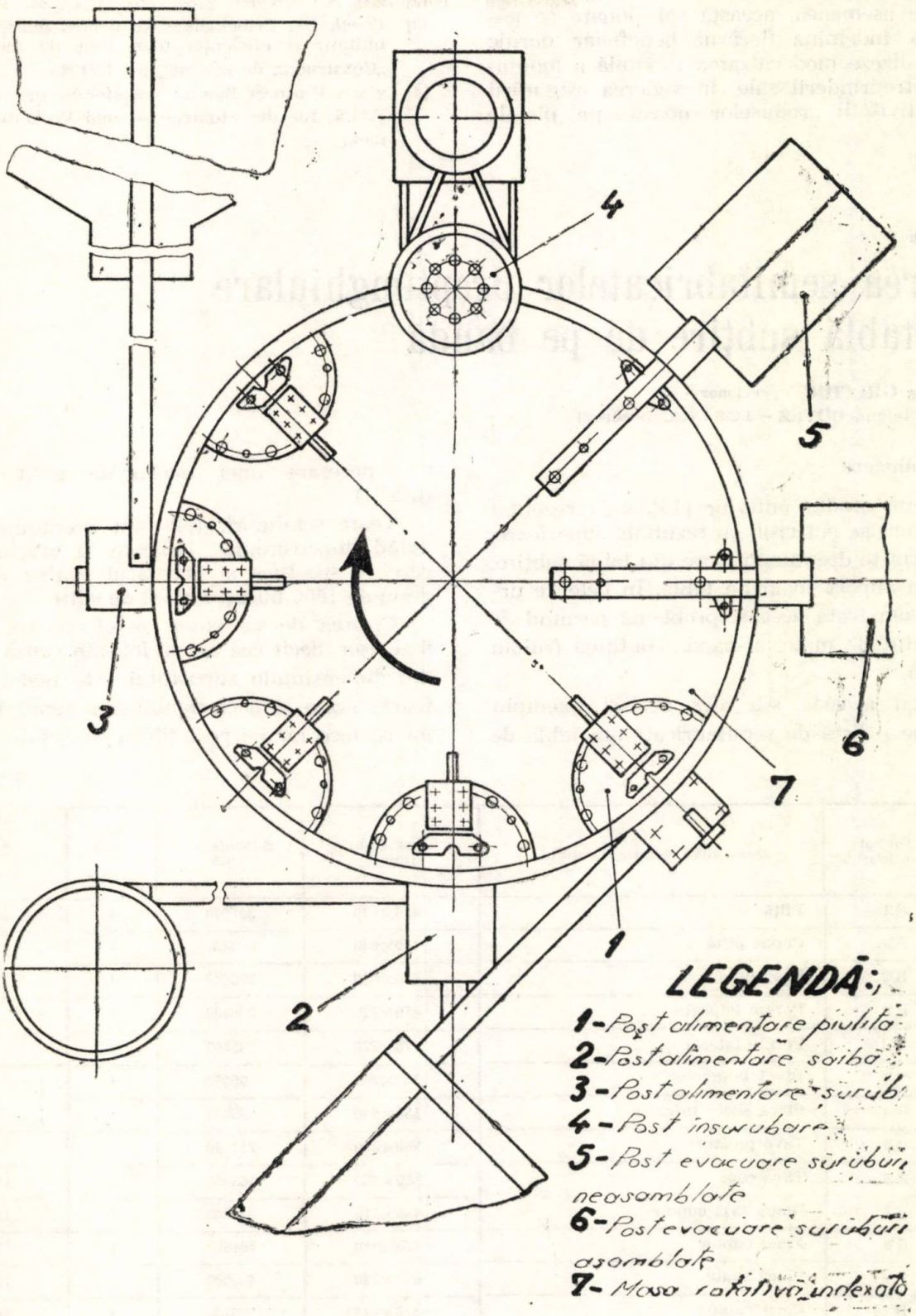


Fig. 6 Mașină modulară automată pentru asamblat șuruburi M 12 ... M 20.

În **concluzie,** se poate afirma că modularea utilajelor și a liniilor de montaj poate asigura o flexibilitate bună a acestora și că acest mod de soluționare este cu mult mai ieftin decît aplicarea unui sistem flexibil de montaj cu roboți. De asemenea, această soluționare se găsește la îndemîna fiecărui beneficiar dornic să-și realizeze modernizarea flexibilă a montajului întreprinderii sale, în vederea asigurării competitivității produselor noastre pe piețele externe.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Topal, D.:* Modularea utilajelor și a liniilor de montaj-etapă importantă în automatizarea flexibilă a montajului (partea I) în Construcția de mașini nr. 8/1988.

[2] x x x: Diverse prospecte I.C.T.C.M. București.

[3] *Topal, D.:* Principalele căi pentru mărirea flexibilității și eficienței unei linii de montaj. În „Construcția de mașini", nr. 12/1985.

[4] x x x Prospect Bosch: Transfer Sisteme în Bosch F.M.S. fur die Montage — und Verkettungstechnick.

CZ: 621.98

Croirea semifabricatelor dreptunghiulare din tablă subțire de pe bandă

Ing. Titus **GRECIUC** — pensionar
Ing. Magdalena **BOTEZ** — I.C.S.I.T.A. București

Introducere

Într-un studiu anterior [16], s-a prezentat modul cum se pot croi, cu rezultate superioare, semifabricate dreptunghiulare din tablă subțire, avînd ca suport foaia de tablă. În cele ce urmează vom trata aceeași problemă pornind de la suportul de material-banda continuă (ruloul de tablă).

Pentru aceasta s-a ales același exemplu și anume o listă de semifabricate din tablă de 0,8, necesare unei mașini de gătit cu gaze (tab. 1).

Toate semifabricatele sînt dreptunghiulare, avînd dimensiunile indicate în tabelul 1, în care se specifică și necesarul pentru un program de 1000 bucăți mașini de gătit.

Croirea de pe rulou se efectuează relativ mai ușor, decît cea de pe foi, din cauză că una din dimensiunile suportului este nedefinită și foarte mare și deci combinarea semifabricatelor se face numai pe lățimea suportului.

Tabelul 1

Nr. crt.	Simbol semifabricat	Denumirea semifabricatului	Dimensiuni [mm]	Suprafața [mm²]	Nr. piese pe unitate	De programat [buc.]
1	R 1	Plită	480×640	307200	1	1000
2	R 2	Capac plită	470×640	300800	1	2000
3	R 2	Ușă cuptor	470×640	300800	1	
4	R 3	Perete lateral	470×720	338400	1	2000
5	R 3	Perete lateral	470×720	338400	1	
6	R 4	Placă butoane	150×640	96000	1	2000
7	R 4	Placă sccIu inferior	150×640	96000	1	
8	R 5	Tavă picături	390×550	214500	1	1000
9	R 6	Tavă copt	380×430	163400	1	1000
10	R 7	Ramă față cuptcr	480×610	292800	1	1000
11	R 8	Fund cuptor	400×410	164000	1	1000
12	R 9	Placă spate	600×720	432000	1	1000
13	R 10	Corp cuptor	370×1430	529100	1	1000
14	R 11	Ecran arzător	275×315	86625	1	1000

Ca și la croire de pe foi, la croirea de pe bandă este necesar să parcurgem următoarea succesiune de operații :

— **descompunerea produsului** în reperele componente ;

— **listarea** pe grosimi de tablă a reperelor, cu semnificarea dimensiunilor (lățime, lungime) și a necesităților pentru un program dat ;

— **stabilirea stocului** de tablă de grosimea respectivă, pe lățimi de bandă. Aici, este necesară o observație. În unele cazuri banda aprovizionată nu are margini nete și urmează a i se stabili o lățime maximă, prin tăierea marginilor pe linia de fîșiere. În calculele și operațiunile ce urmează, se va porni de la ideea că lățimile benzilor sînt cert stabilite ;

— **generarea rețetelor** de croire, adică a combinațiilor de fîșii pe lățimea benzii de tablă, cu coeficienți de utilizare apropiați de 1, deci a unor rețete care se soldează fără fîșii-rest longitudinale sau cu fîșii-rest foarte înguste.

Ca și la programarea de pe foi, combinațiile de fîșii pe lățimea ruloului pot fi omometrice, cînd pe toată lățimea ruloului se iau fîșii de aceeași lățime, dimetrice, cînd se iau două lățimi de fîșii, odată sau repetat, trimetrice etc.

Dacă de pe rulou semifabricatele urmează a fi obținute prin ștanțare, trebuie să se rezerve, în afara lățimii semifabricatului, și o lățime pentru puntiță, absolut necesară la acest gen de debitare. În consecință lățimea BF a fîșiei va fi egală cu lățimea B a semifabricatului plus puntița m.

$$BF = B + m$$

Tehnologia de debitare prin ștanțare conduce la o creștere a productivității muncii, prin utilizarea unor ștanțe combinate care efectuează simultan cu decuparea și o operație de deformare plastică. Coeficientul de utilizare, prin prevederea punților, este însă mai scăzut decît în cazul debitării cu altă tehnologie bazată pe foarfeci cu role pentru tăierea fîșiilor și foarfeci ghilotină pentru decupări transversale ;

— următoarea operație o constituie **programarea rețetelor,** potrivit necesarului de piese pentru un program de fabricație dat.

Cele mai importante, din succesiunea de operații ocazionate de debitarea semifabricatelor, sînt generarea rețetelor de croire și programarea lor pentru necesarul de piese impus. Acestea vor fi descrise detaliat în cele ce urmează.

Generarea rețetelor de croire

Croirea fîșiilor de tablă pe lățimea benzii se efectuează folosind un program în FORTRAN, programul CROBAN (CROirea din BANdă).

Pornind de la același exemplu de croire a semifabricatelor dreptunghiulare, care a fost utilizat pentru croirea de pe foi [6], să parcurgem etapele de programare pe care ni le-am propus. Așadar prezentăm lista de semifabricate din tabelul 1.

Pentru generarea rețetelor de croire cu calculatorul, se iau în considerare dimensiunile semifabricatelor pe lungimea sau lățimea lor, ordonate crescător, care se combină apoi pe lățimea benzii de tablă. În acest mod, cele 14 semifabricate ocupă o gamă de dimensiuni $I = 1 \ldots 17$ între 150 mm și 1430 mm.

Schema logică este prezentată în figura 1.

În această schemă s-au notat cu LT lățimile benzilor de tablă, deci lățimea suportului, cu B lățimile fîșiilor de bază ce se înscriu pe lățimea suportului, cu F lățimile fîșiilor asociate cu T lățimile fîșiilor trimetrice, R reprezintă fîșia rest în cazul croirii dimetrice și de pe care se croiește trimetric, dacă este mai mare decît lățimea utilă cea mai mică, W este fîșia rest finală în cazul croirii trimetrice, U și UT sînt coeficienții de utilizare corespunzători croirilor dimetrice și trimetrice. Cu programul CROBAN se croiește din bandă atît dimetric cît și trimetric, pornind de la un algoritm elaborat inițial pentru croire dimetrică și, în cazul cînd fîșia-rest-longitudinală R este mare și permite înscrierea de lățimi de fîșii existente în program, se trece și la croirea trimetrică.

Cu dimensiunile din tabelul 1 s-au obținut croiri pe trei lățimi de suport și anume 110 mm, 1250 mm și 1500 mm, tablă care se găsește disponibilă în magazie.

În acest mod, utilizînd programul CROBAN s-au elaborat 14 croiri omometrice, 534 croiri dimetrice și 1686 croiri trimetrice cu coeficienți de utilizare cuprinși între 0,950 și 1.

Programarea rețetelor de croire

Reperele necesare programului de producție se programează pas cu pas, după un algoritm original, alegînd succesiv rețetele cele mai bune, pe cît posibil cele cu coeficient de utilizare 1, din tabloul de rețele elaborate, și epuizînd la fiecare pas cel puțin cîte un reper din tabelul de repere necesare.

Cantitățile de repere de programat sînt definite sub simbolurile $Z_1 \ldots Z_{11}$.

Să parcurgem un exemplu de programare cu reperele $Z_1 \ldots Z_{11}$.

```
      PROGRAM CROBAN
      REAL LT (3), B (17), F (17), T (17), LT 1
      INTEGER P S
      DATA LT 1100., 1250., 1500./
      DATA B/150., 275., 315., 370., 380., 390., 400., 410., 430., 470.,
     *          480., 550., 600., 610., 640., 720., 1430.
      DATA F/150., 275., 315., 370., 380., 390., 400., 410., 430., 470.,
     *          480., 550., 600., 610., 640., 720., 1430.
      DATA T/150., 275., 315., 370., 380., 390., 400., 410., 430., 470.,
     *          480., 550., 600., 610., 640., 720., 1430.
      OPEN (UNIT=1, FILE='SY : LISTA.LST', STATUS='NEW',
     *     FORM = FORMATTED, ORGANIZATION = SEQUENTIAL,
     *     RECORDTYPE = VARIABLE, RECL = 132)
      I = 1
10    LTI = LT(I)
      J = 1
13    B1 = B(J)
      IF (B1.GT.LT1) THEN
      CONTINUE
      ELSE
      GO TO 20
      END IF
15    J = J + 1
      IF (J.GT.17) THEN
      CONTINUE
      ELSE
      GO TO 13
      END IF
      I = I + 1
      IF (I.GT.3) CALL EXIT
      GO TO 10
20    P = 0
2     BR=P*B1
      BT=B1+BR
      IF (BT.GT.LT1) GO TO 15
      K=1
17    S=0
      F1=F (K)
18    FA=S*F1
      BU=BT+FA
      IF (BU.GT.LT1) GO TO 25
      R=LT1—BU
      IF (R.LE.50) THEN
      CONTINUE
      ELSE
      GO TO 1
      END IF
      U=BU/LT1
      WRITE (1,500) LT1, P+1, B1, S, F1, R, U
500   FORMAT (CROIRE DIMETRICĂ'/' LĂȚIMEA BENZII : 'F5.O'FISII
     *     DE BAZĂ DE .I2'×'F5. O'FISII ASOCIATE DE'I1'×'F5.0
     *     'FISIE REST F5.O'COEF. UTILIZARE 'F6.4)
      K=K+1
      IF (K.GT.17) GO TO 25
      GO TO 17
25    P=P+1
      GO TO 2
1     L=1
29    T1=T (L)
      IF (T1.GT.R) THEN
      S=S+1
      GO TO 18
      END IF
      BW=BU+T1
      W=LT1—BW
      IF (W.LE.50.) THEN
      CONTINUE
      ELSE
      GO TO 31
      END IF
      UT=BW/LT1
      WRITE (1,510) LT1, P+1, B1, S, F1, T1, W, UT
510   FORMAT ('CROIRE TRIMETRICĂ'/' LĂȚ. BENZII : 'F5.O'FISII
     *     DE BAZĂ DE 'I2'×'F5.O'FISII ASOC. DE 'I1'×' F5.O
     *     'FISIE TRIMETRICĂ' F5.O'FISIE REST 'F5.O'COEF.
     *     UTILIZ. F6.4)
31    L=L+1
      IF L.GT.17) GO TO 25
      GO TO 29
      END
```

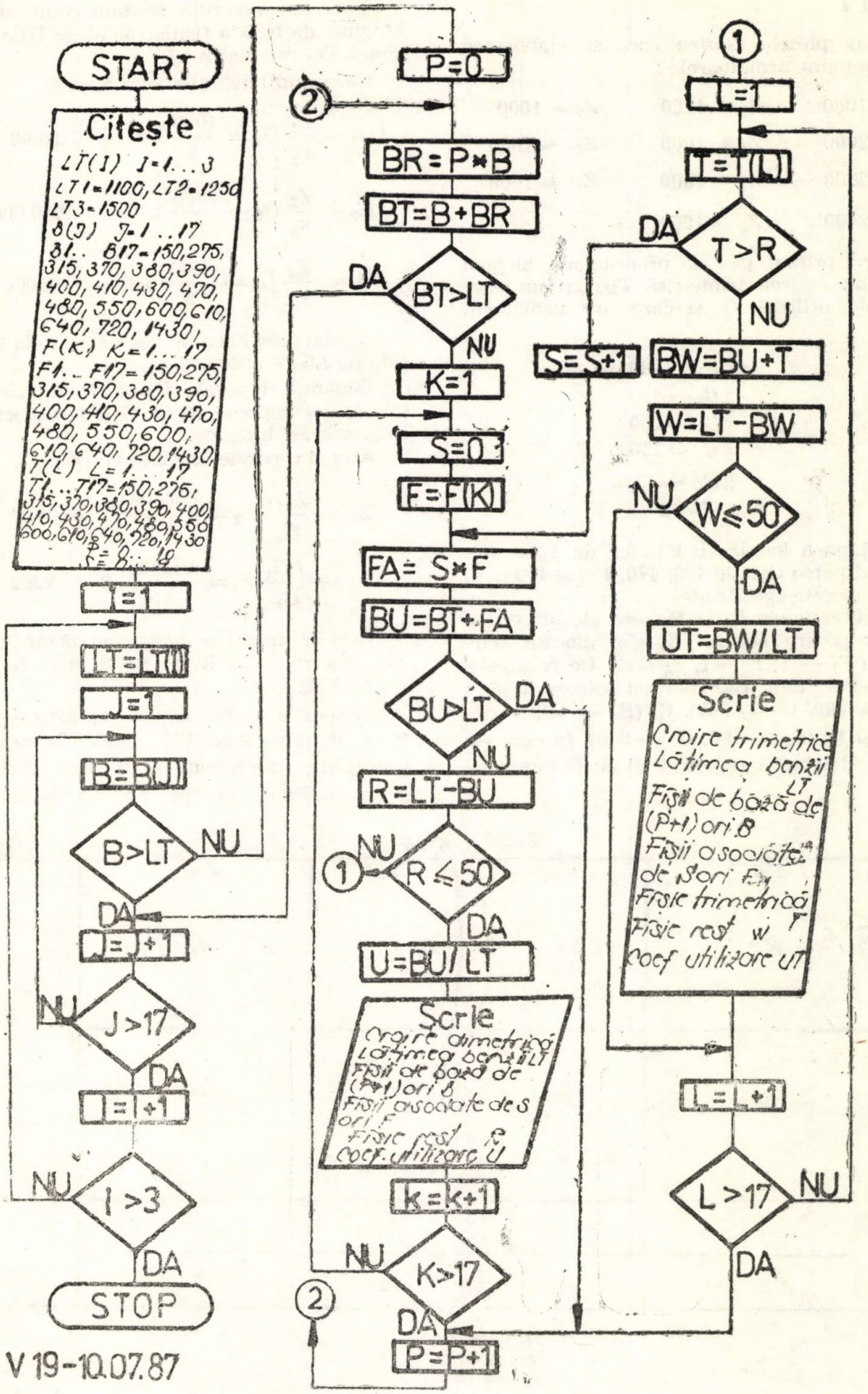

START
Citește
LT(I) I=1...3
LT1=1100, LT2=1250
LT3=1500
B(J) J=1..17
B1..B17=150,275,
315,370,380,390,
400,410,430,470,
480,550,600,610,
640,720,1430,
F(K) K=1...17
F1...F17=150,275,
315,370,380,390,
400,410,430,470,
480,550,600,
610,640,720,1430,
T(L) L=1...17
T1...T17=150,275,
315,370,380,390,400,
410,430,470,480,550,
600,610,640,720,1430
P=0...19
S=0...19
I=1
LT=LT(I)
J=1
B=B(J)
B>LT
NU
DA
J=J+1
J>17
NU
DA
I=I+1
I>3
NU
DA
STOP
V 19-10.07.87
P=0
BR=P*B
BT=B+BR
BT>LT
DA
NU
K=1
S=0
F=F(K)
FA=S*F
BU=BT+FA
BU>LT
DA
NU
R=LT-BU
R≤50
NU
DA
U=BU/LT
Scrie
Croire trimetrică
Lățimea benzii LT
Fișii de bază de
(P+1) ori B
Fișii asociate
de S ori F
Fișie rest R
Coef. utilizare U
k=k+1
K>17
NU
DA
P=P+1
L=1
T=T(L)
T>R
DA
NU
S=S+1
BW=BU+T
W=LT-BW
W≤50
NU
DA
UT=BW/LT
Scrie
Croire trimetrică
Lățimea benzii LT
Fișii de bază de
(P+1) ori B
Fișii asociate
de S ori F
Fișie trimetrică
Fișie rest W
Coef utilizare UT
L=L+1
L>17
NU
DA

Fig. 1

Pasul I

Așadar piesele pentru care se elaborează programul sînt următoarele :

$Z_1 = 1000$ $Z_5 = 1000$ $Z_9 = 1000$

$Z_2 = 2000$ $Z_6 = 1000$ $Z_{10} = 1000$

$Z_3 = 2000$ $Z_7 = 1000$ $Z_{11} = 1000$

$Z_4 = 2000$ $Z_8 = 1000$

Pentru primul pas de programare, alegem din tablou croirea trimetrică T_{286} cu un coeficient de utilizare 1 și care are următorul aspect :

T_{286} : $B_1 = 480$, $B_2 = 470$, $B_3 = 150$, $B_4 = 150$, $B_U = 1250$, $U = 1$

Adică pe o bandă cu lățimea de 1250 mm se prevăd patru fîșii de 480, 470, 150 și 150 mm, pentru reperele specificate.

Pentru reperele $\mathbf{R}_1$ și $\mathbf{R}_2$ este alocată cîte o fîșie, iar pentru reperul $\mathbf{R}_4$ sînt alocate două fîșii, deci $F_1 = 1$, $F_2 = 1$, $F_4 = 2$. De pe aceste fîșii se vor tăia reperele cu dimensiunile : $\mathbf{R}_1$ ($B_1 = 480$, $G_1 = 640$), $\mathbf{R}_2$ ($B_2 = 470$, $G_2 = 640$) și $\mathbf{R}_4$ ($B_4 = 150$, $G_4 = 640$), în care s-a notat cu B lățimea reperului și cu G lungimea lui.

Deoarece reperele se taie concomitent, ca lungime de bază a fîșiilor se alege fîșia cu lungimea LG cea mai mică.

Calculînd lungimile vom avea :

$$LG_1 = \frac{Z_1}{F_1} G_1 = \frac{1000}{1} 640 = 640.000 \text{ mm}$$

$$LG_2 = \frac{Z_2}{F_2} G_2 = \frac{2000}{1} 640 = 1.280.000 \text{ mm}$$

$$LG_4 = \frac{Z_4}{F_4} G_4 = \frac{2000}{2} 640 = 640.000 \text{ mm}$$

Așadar lungimea de bază care se ia în calcul este de $LG_1 = 640.000$ mm.

Deoarece reperele $\mathbf{R}_2$ și $\mathbf{R}_4$ se taie concomitent cu reperul $\mathbf{R}_1$ și fîșiile respective vor avea aceeași lungime.

Atunci reperele asociate vor fi :

$$Z_2 = \frac{LG_1}{G_4} F_2 = \frac{640000}{640} 1 = 1000 \text{ buc.}$$

$$Z_4 = \frac{LG_1}{G_2} F_4 = \frac{640000}{640} 2 = 2000 \text{ buc.}$$

Deci la pasul I se programează cîte 1000 bucăți din reperele $\mathbf{R}_1$ și $\mathbf{R}_2$ și 2000 bucăți din reperul $\mathbf{R}_4$.

În acest mod din listă se epuizează reperele $\mathbf{R}_1$ și $\mathbf{R}_4$ și se scad 1000 bucăți la reperul $\mathbf{R}_2$. Cantitățile programate se trec în tabelul 2, în prima coloană, în care se înscrie la rubrica

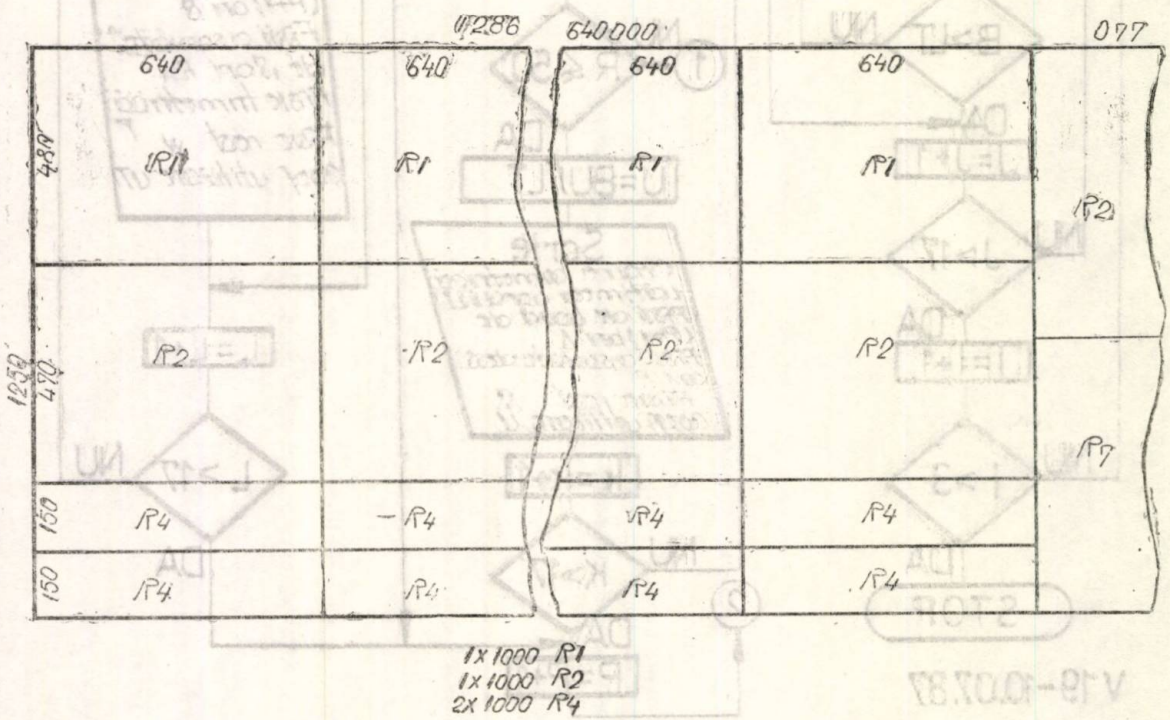


Fig. 2

Tabelul 2

Simbol Reper	Necesar [buc.]	Lățimea Bi [mm]	SOLUȚII DE CROIRE LUATE ÎN PROGRAM										Programate efectiv [buc.]
			T 286 1250	T 77 1250	T 448 1250	T 540 1250	D 113 1500	D 24 1100	D 27 1100	D 89 1500	O 3 1100	O 2 1100	
R 1	1000	480	1 1000										1000
		640											
R 2	2000	470	1 1000										2000
		640		1 1000									
R 3	2000	470				1 554			1 558				2000
		720						1 888					
R 4	2000	150	2 2000										2000
		640											
R 5	1000	390			1 23		1 626						1001
		550									2 352		
R 6	1000	380			1 29			1 971					1000
		430											
R 7	1000	480			1 21								1000
		610		1 979									
R 8	1000	400											1000
		410				1 1000							
R 9	1000	600							1 558	2 442			1000
		720											
R 10	1000	370				1 279	3 723						1002
		1430											
R 11	1000	275								1 505		4 496	1001
		315											
Coef. utilizare U			1	1	1	1	1	1	0,9727	0,9833	1	1	0,9968
Lungimi de rulou cu lățimea 1500 mm							344630			159120			503750
Lungimi de rulou cu lățimea 1250 mm			640000	470000	12810	400000							1522810
Lungimi de rulou cu lățimea 1100 mm								417530	401760		63390	39060	921740

respectivă și lungimea de bandă cu lățimea de 1250 mm consumată (640.000 mm).

Pasul II

Repere de programat

$Z_2 = 1000$ $Z_6 = 1000$ $Z_9 = 1000$

$Z_3 = 2000$ $Z_7 = 1000$ $Z_{10} = 1000$

$Z_5 = 1000$ $Z_8 = 1000$ $Z_{11} = 1000$

Alegem croirea dimetrică D_{77}

$$D_{77}\left\|\begin{array}{l} B_2 = 640 \\ B_7 = 610 \\ \hline B_u = 1250 \\ U = 1 \end{array}\right. \quad F_2 = 1,\ F_7 = 1$$

cu care se taie reperele
$\mathbf{R}_2$ ($B_2 = 640$, $G_2 = 470$), $\mathbf{R}_7$ ($B_7 = 610$, $G_7 = 480$)

Lungimea de bază

$$LG_2 = \frac{Z_2}{F_2} G_2 = \frac{1000}{1} 470 = 470.000 \text{ mm}$$

Cantitatea de piese din reperul asociat

$$Z_7 = \frac{LG_2}{G_7} F_7 = \frac{470000}{480} 1 = 979 \text{ bucăți}$$

Lungimea $G_7 = 480$ mm nu este însă un divizor al lungimii LG_2 a fîșiei de bază și ca urmare, la capăt, rămîne o fîșie-rest transversală cu dimensiunile 80 × 610 (de pe care nu se poate recupera nimic în cadrul programului, fig. 3).

Cu datele obținute completăm cea de a doua coloană a tabelului 2, atît în ceea ce privește reperele programate, cît și lungimea de bandă cu lățimea de 1250 mm consumată. Și cu aceasta se elimină din lista de repere de programat reperul $\mathbf{R}_2$.

Pasul III

De programat

$Z_3 = 2000$ $Z_7 = 21$ $Z_{10} = 1000$

$Z_5 = 1000$ $Z_8 = 1000$ $Z_{11} = 1000$

$Z_6 = 1000$ $Z_9 = 1000$

Alegem din tabloul de soluții, rețeta de croire trimetrică T_{448} cu următorul aspect

$$T_{448}\left\|\begin{array}{l} B_5 = 390 \\ B_6 = 380 \\ B_7 = 480 \\ \hline B_u = 1250 \\ U = 1 \end{array}\right. \quad F_5 = 1,\ F_6 = 1,\ F_7 = 1$$

cu care vom tăia reperele
$\mathbf{R}_5$ ($B_5 = 390$, $G_5 = 550$), $\mathbf{R}_6$ ($B_6 = 380$, $G_6 = 430$), $\mathbf{R}_7$ ($B_7 = 480$, $G_7 = 610$)

Lungimea de bază :

$$LG_7 = \frac{Z_7}{F_7} G_7 = \frac{21}{1} 610 = 12.810 \text{ mm}$$

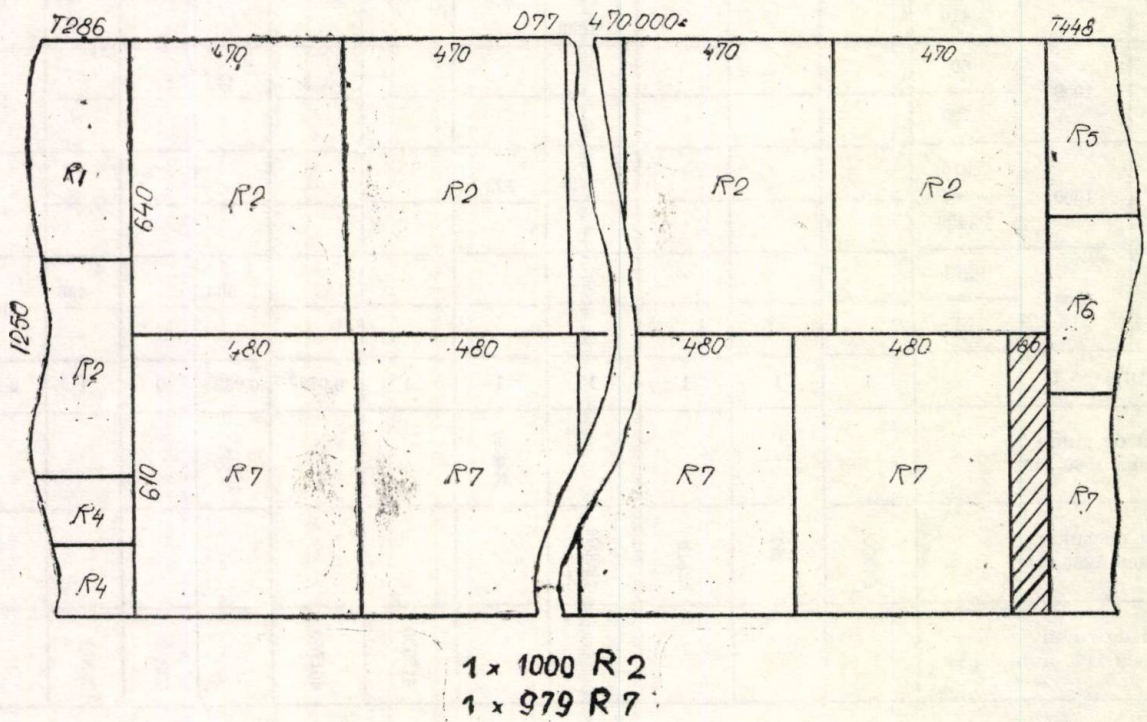


Fig. 3

Reperele asociate :

$$Z_6 = \frac{LG_7}{G_6} F_6 = \frac{12810}{430} \cdot 1 = 29 \text{ bucăți ;}$$

precum și o fișie-rest transversală de 340 × × 380 mm de pe care se poate recupera un semifabricat $\mathbf{R}_{11}$ cu dimensiunile 315 × 275 mm.

$$Z_5 = \frac{LG_7}{G_5} F_5 = \frac{12810}{550} = 23 \text{ bucăți}$$

și o fișie-rest transversală de 160 × 390 mm, inutilizabilă în cadrul programului (fig. 4).

Lungimea de bază :

$$LG_8 = \frac{Z_8}{F_8} G_8 = \frac{1000}{1} 400 = 400.000 \text{ mm}$$

Reperele asociate :

$$Z_3 = \frac{LG_8}{G_3} F_3 = \frac{400000}{720} 1 = 554 \text{ bucăți,}$$

precum și o fișie-rest transversală de 400 × × 470 mm, de pe care se recuperează un semifabricat $\mathbf{R}_3$ ($B_6 = 380$, $G_6 = 430$), care are,

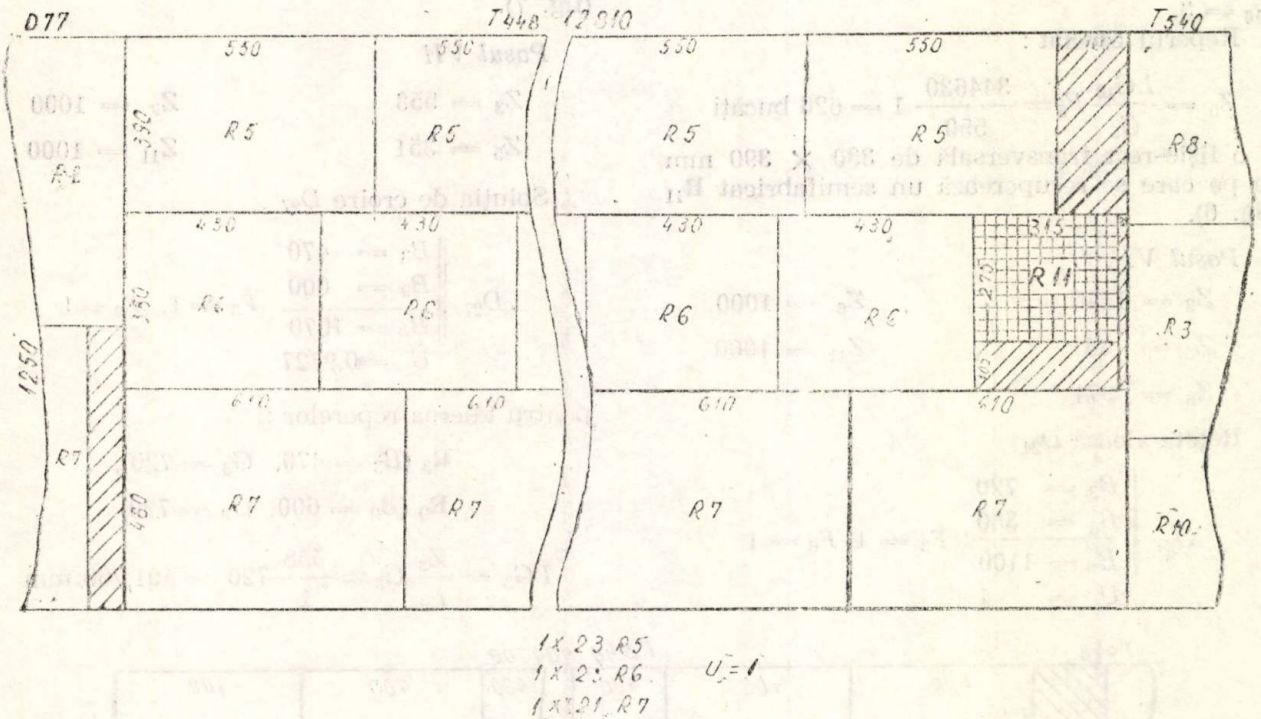


Fig. 4

Pasul IV

$Z_3 = 2000$ $Z_8 = 1000$ $Z_{11} = 1000$

$Z_5 = 977$ $Z_9 = 1000$

$Z_6 = 971$ $Z_{10} = 1000$

Alegem soluția de croire trimetrică T_{540}

$$T_{540} \left| \begin{array}{l} B_1 = 470 \\ B_8 = 410 \\ B_{10} = 370 \\ B_u = 1250 \\ U = 1 \end{array} \right. \quad F_3 = 1,\ F_8 = 1,\ F_{10} = 1$$

cu care se programează :

$\mathbf{R}_3$ ($B_3 = 470$, $G_3 = 720$),

$\mathbf{R}_8$ ($B_8 = 410$, $G_8 = 400$),

$\mathbf{R}_{10}$ ($B_{10} = 370$, $G_{10} = 1430$)

cum se vede, dimensiuni apropiate, dar mai mici decît fișia-rest.

$$Z_{10} = \frac{LG_8}{G_{10}} F_{10} = \frac{400.000}{1430} 1 = 279 \text{ bucăți}$$

și o fișie-rest de 1030 × 370 mm de pe care se recuperează trei semifabricate $\mathbf{R}_{11}$ ($B_{11} = 275$, $G_{11} = 315$) (fig. 5).

Pasul V

$Z_3 = 1446$ $Z_9 = 1000$

$Z_5 = 977$ $Z_{10} = 721$

$Z_6 = 971$ $Z_{11} = 1000$

Soluție de croire D_{113}

$$D_{113} \left| \begin{array}{l} B_5 = 390 \\ B_{10} = 370 \\ B_{10} = 370 \\ B_{10} = 370 \\ B = 1500 \\ U = 1 \end{array} \right. \quad F_5 = 1,\ F_{10} = 3$$

cu care tăiem

$\mathbf{R}_5$ ($B_5 = 390$, $G_5 = 550$),

$\mathbf{R}_{10}$ ($B_{10} = 370$, $G_{10} = 1430$)

Lungimea de bază :

$$LG_{10} = \frac{Z_{10}}{F_{10}} G_{10} = \frac{721}{3} \cdot$$

$$\cdot 1430 \rightarrow \frac{723}{3} 1430 = 344.630 \text{ mm}$$

Deoarece 721 nu se divide cu 3, trebuie să mărim $Z_{10} = 723$, care devine divizibil cu $F_{10} = 3$.

Reperul asociat :

$$Z_5 = \frac{LG_{10}}{G_5} F_5 = \frac{344630}{550} 1 = 626 \text{ bucăți}$$

și o fișie-rest transversală de 330 × 390 mm de pe care se recuperează un semifabricat $\mathbf{R}_{11}$ (fig. 6).

Pasul VI

$Z_3 = 1446$ $\quad Z_6 = 1000$

$Z_5 = 351$ $\quad Z_{11} = 1000$

$Z_6 = 971$

Rețeta aleasă D_{24}

$$D_{24} \left\| \begin{array}{l} B_3 = 720 \\ B_6 = 380 \\ \hline B_u = 1100 \\ U = 1 \end{array} \right. \quad F_3 = 1,\ F_6 = 1$$

cu care se taie :

$\mathbf{R}_3$ ($B_3 = 720$, $G_3 = 470$),

$\mathbf{R}_6$ ($B_6 = 380$, $G_6 = 430$)

$$LG_6 = \frac{Z_6}{F_6} G_6 = \frac{971}{1} 430 = 417.530 \text{ mm}$$

$$Z_3 = \frac{LG_6}{G_3} F_3 = \frac{417.530}{720} 1 = 888 \text{ bucăți}$$

precum și o fișie-rest transversală de 140 × × 720, inutilizabilă în cadrul programului (fig. 7).

Pasul VII

$Z_3 = 558$ $\quad Z_9 = 1000$

$Z_5 = 351$ $\quad Z_{11} = 1000$

Soluția de croire D_{27}

$$D_{27} \left\| \begin{array}{l} B_3 = 470 \\ B_9 = 600 \\ \hline B_u = 1070 \\ U = 0{,}9727 \end{array} \right. \quad F_3 = 1,\ F_9 = 1$$

pentru tăierea reperelor :

$\mathbf{R}_3$ ($B_3 = 470$, $G_3 = 720$),

$\mathbf{R}_9$ ($B_9 = 600$, $G_9 = 720$)

$$LG_3 = \frac{Z_3}{F_3} G_3 = \frac{558}{1} 720 = 401.760 \text{ mm}$$

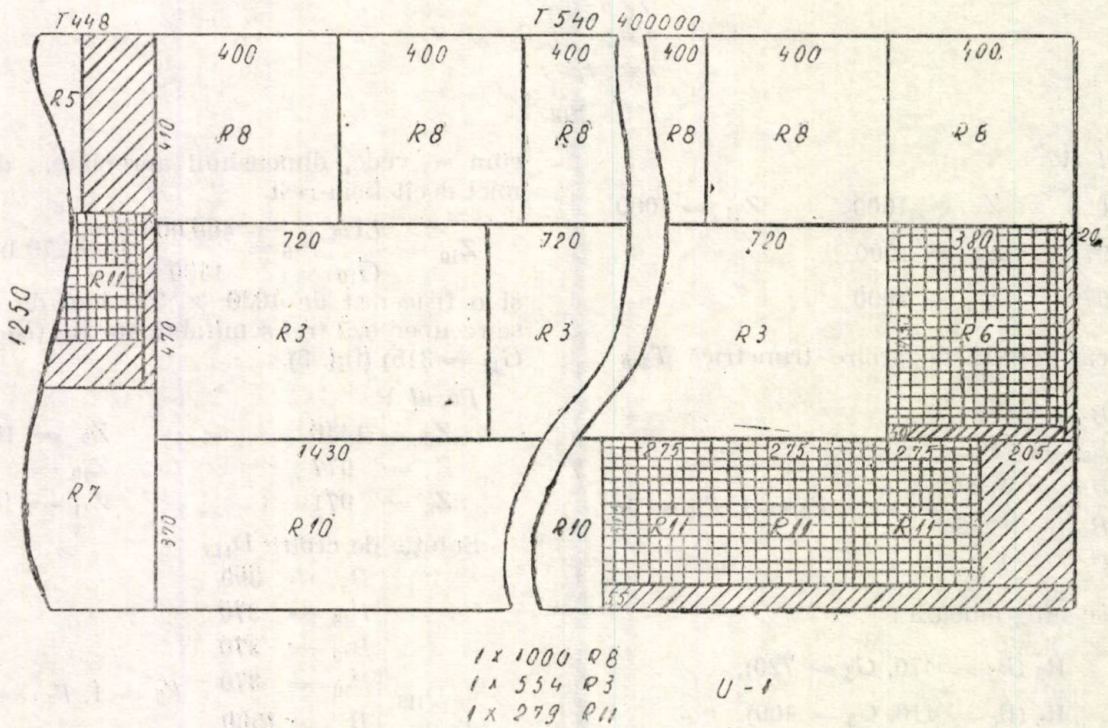


Fig. 5

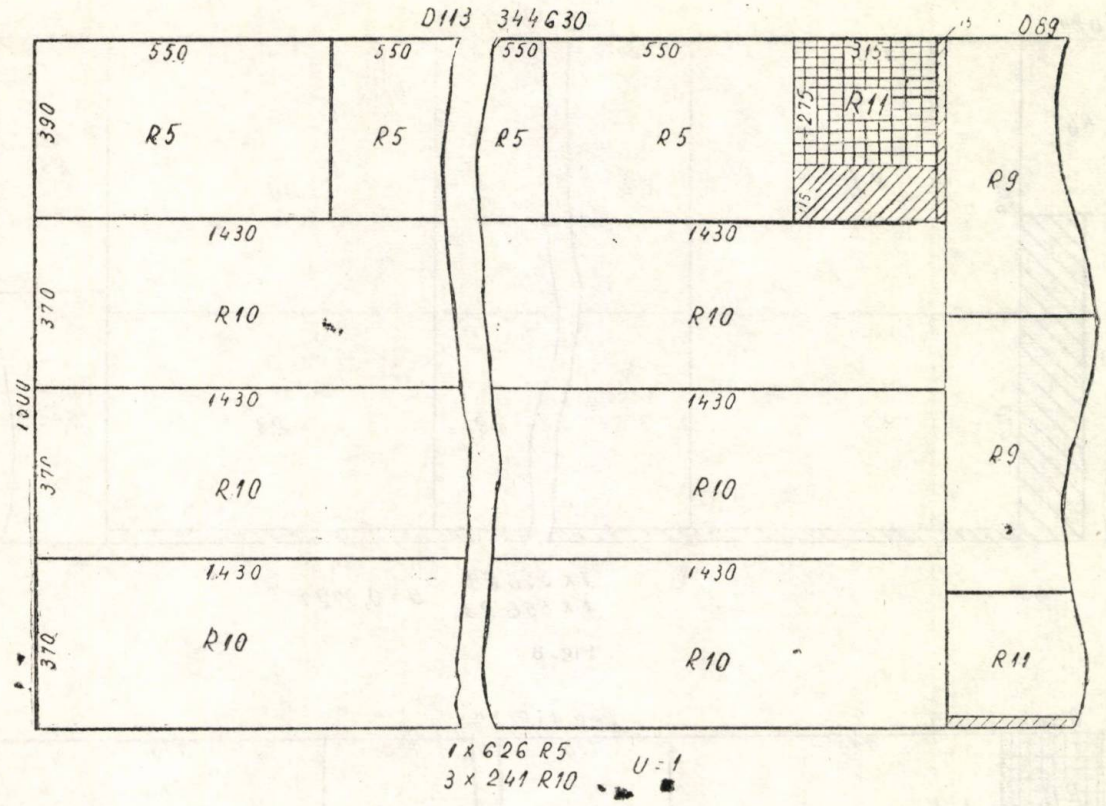


Fig. 6

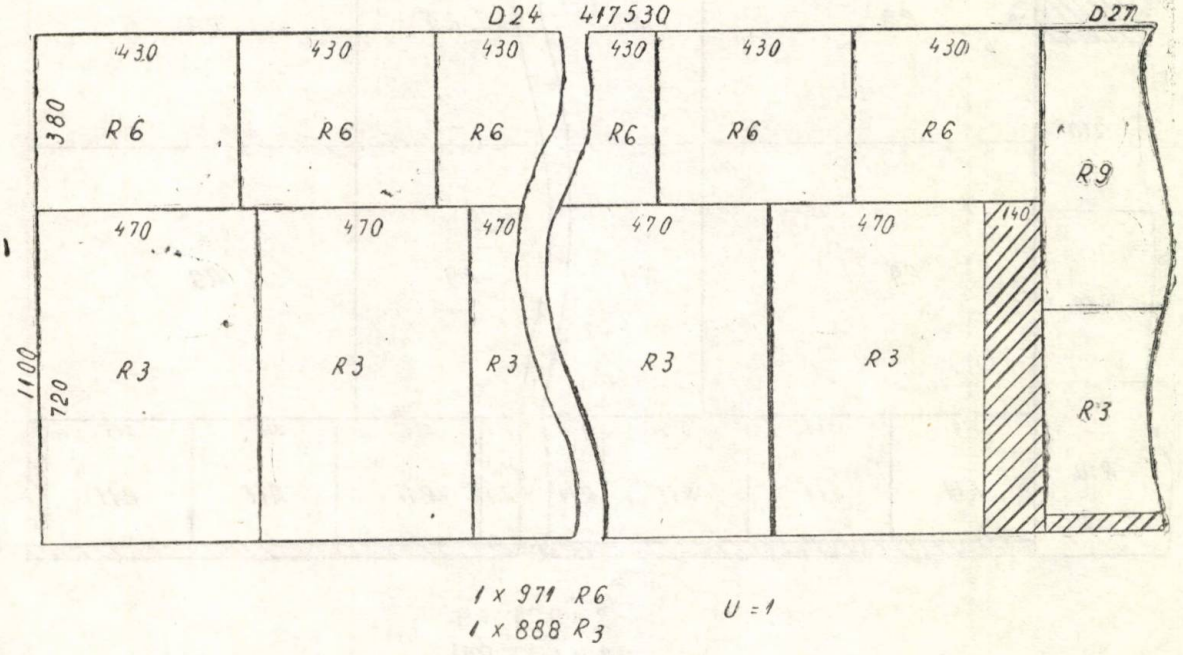


Fig. 7

$$Z_9 = \frac{LG_3}{G_9} F_9 = \frac{401.760}{720} 1 = 558 \text{ bucăți (fig. 8)}$$

Pasul VIII

$Z_5 = 351$ $\qquad$ $Z_{11} = 1000$

$Z_9 = 442$

Soluție de croire D_{89}

$$D_{89} \left\| \begin{array}{l} B_9 = 600 \\ B_9 = 600 \\ B_{11} = 275 \\ \hline B_u = 1475 \\ U = 0{,}9833 \end{array} \right. \quad F_9 = 2, \; F_{11} = 1$$

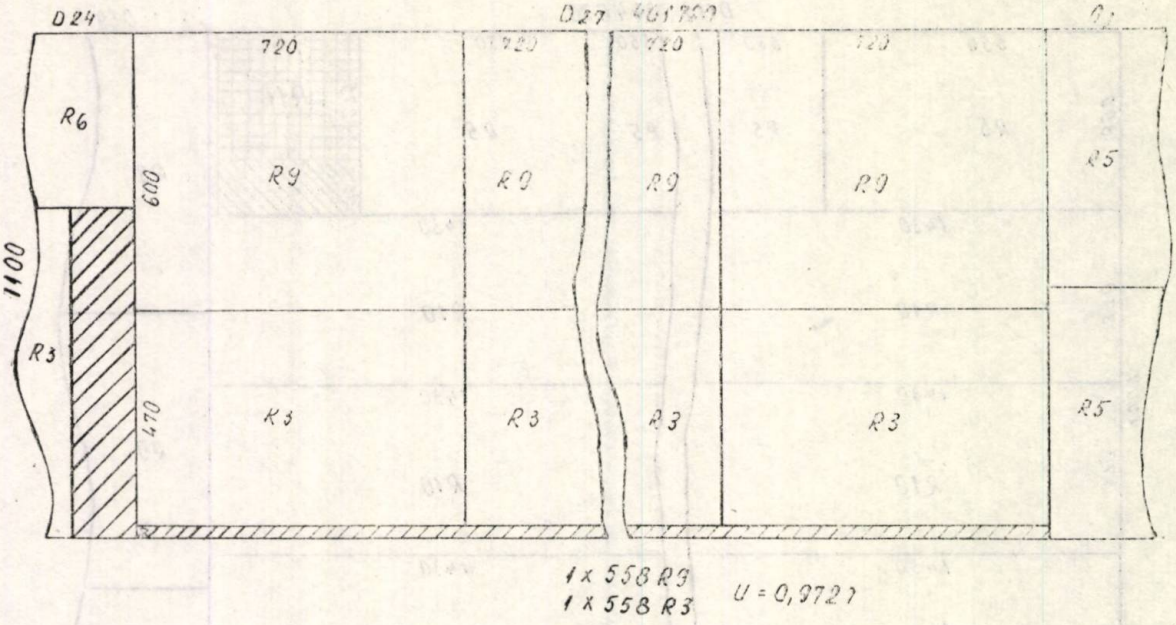


Fig. 8

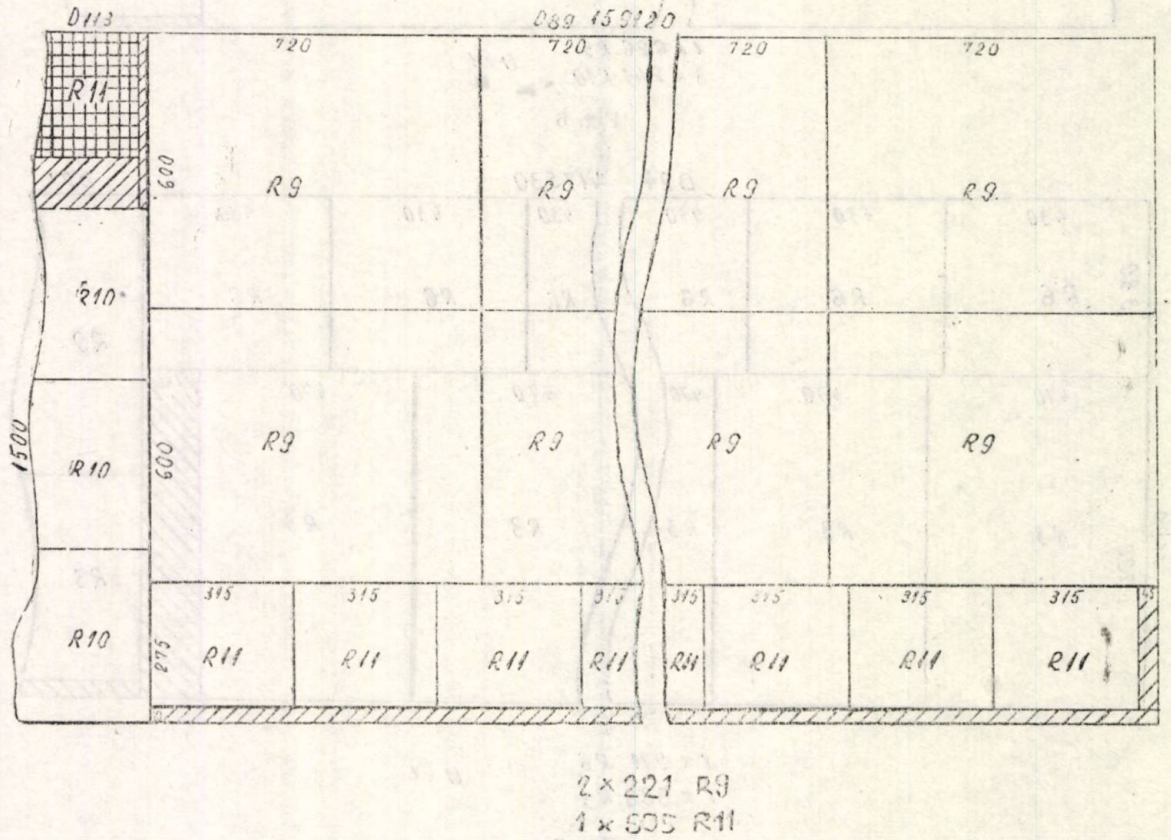


Fig. 9

cu care se croiesc :

$$R_9\ (B_9 = 600,\ G_9 = 720),$$
$$R_{11}\ (B_{11} = 275,\ G_{11} = 315)$$

$$LG_9 = \frac{Z_9}{F_9} G_9 = \frac{442}{2} 720 = 159.120$$

$$Z_{11} = \frac{LG_9}{G_{11}} F_{11} = \frac{159.120}{315} 1 = 505 \text{ bucăți}$$

și o fîșie-rest transversală 45 × 275, neglijabilă (fig. 9).

Pasul IX

$Z_5 = 351$ $\qquad$ $Z_{11} = 495$

Pentru reperele care ne-au mai rămas de programat se pot utiliza soluții de croire omometrice, cu coeficienții de utilizare foarte buni $U = 1$

$$O_3 \left| \begin{array}{l} B_5 = 550 \\ B_5 = 550 \\ B_u = 1100 \\ U = 1 \end{array} \right. \quad F_5 = 2$$

cu care tăiem :

$$\mathbf{R}_5 \ (B_5 = 550, \ G_5 = 390)$$

$$LG_5 = \frac{Z_5}{F_5} G_5 = \frac{351}{2} 390 \rightarrow$$

$$\rightarrow \frac{352}{2} 390 = 63.390 \text{ mm (fig. 10).}$$

În acest mod, cele 11 repere prevăzute în program, în cantitățile din tabelul 1, au fost programate în zece pași datorită faptului că la primul pas s-au eliminat din listă două repere simultan, $\mathbf{R}_1$ și $\mathbf{R}_4$.

În general fiecare pas de programare se soldează cu eliminarea din listă a unui singur reper. Pe cît a fost posibil, am căutat să utilizăm soluții cu coeficient de utilizare absolut $U = 1$. Aceasta conduce la obținerea unui coeficient de utilizare global foarte apropiat de coeficientul de utilizare absolut, adică la o programare de semifabricate, practic, fără pierderi de metal. În același timp am fost nevoiți ca unele repere să le programăm în plus, deoarece, evident, nu se pot programa fracțiuni de piese.

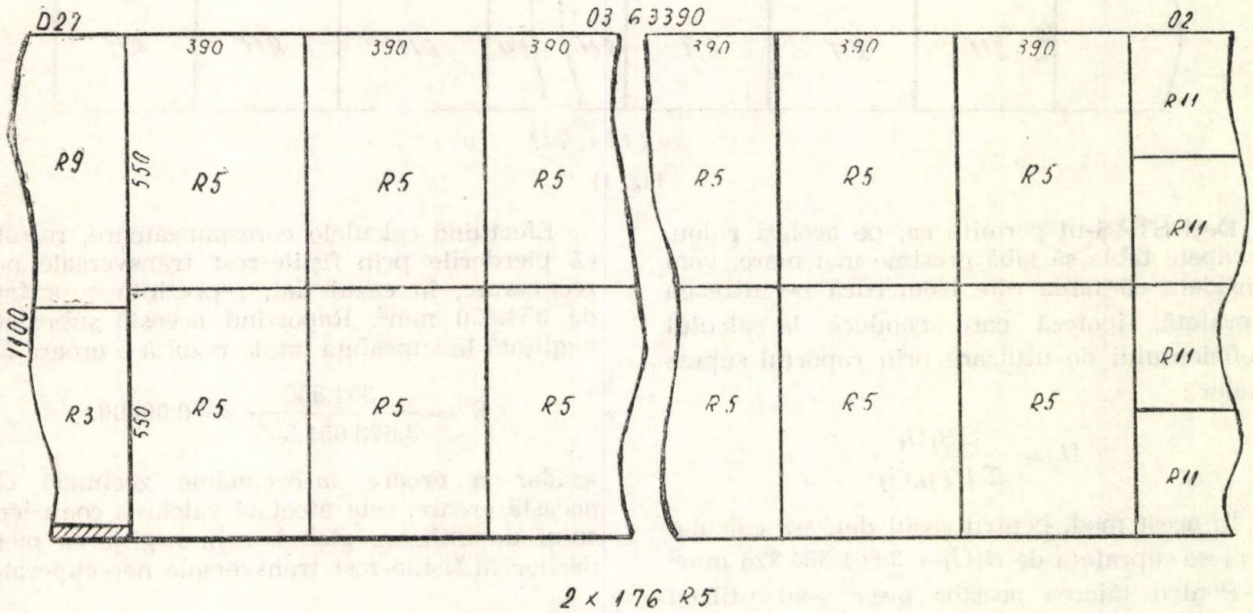


Fig. 10

Pasul X

$$Z_{11} = 495$$

$$O_2 \left| \begin{array}{l} B_{11} = 275 \\ B_{11} = 275 \\ B_{11} = 275 \\ B_{11} = 275 \\ B_u = 1100 \\ U = 1 \end{array} \right. \quad F_{11} = 4$$

pentru reperul :

$$\mathbf{R}_{11} \ (B_{11} = 275, \ G_{11} = 315)$$

$$LG_{11} = \frac{Z_{11}}{F_{11}} G_{11} =$$

$$= \frac{495}{4} 315 \rightarrow \frac{496}{4} 315 = 39.060 \text{ mm (fig. 11).}$$

Coeficientul de utilizare

Coeficientul de utilizare este raportul dintre cantitatea de metal ce se regăsește în piesele debitate și cantitatea de metal conținută în banda de tablă ce a servit la debitarea acelor piese. Este, în altă definiție, randamentul programării.

Pentru obținerea lui ar trebui stabilită masa conținută în piese și masa benzilor din care s-au tăiat piesele :

$$U = \frac{\Sigma M_i}{\Sigma M_b}$$

în care M_i este suma maselor pieselor debitate, iar M_b, suma maselor benzilor de tablă utilizate.

Pentru calculul practic al coeficientului de utilizare global al programării vom recurge la o simplificare.

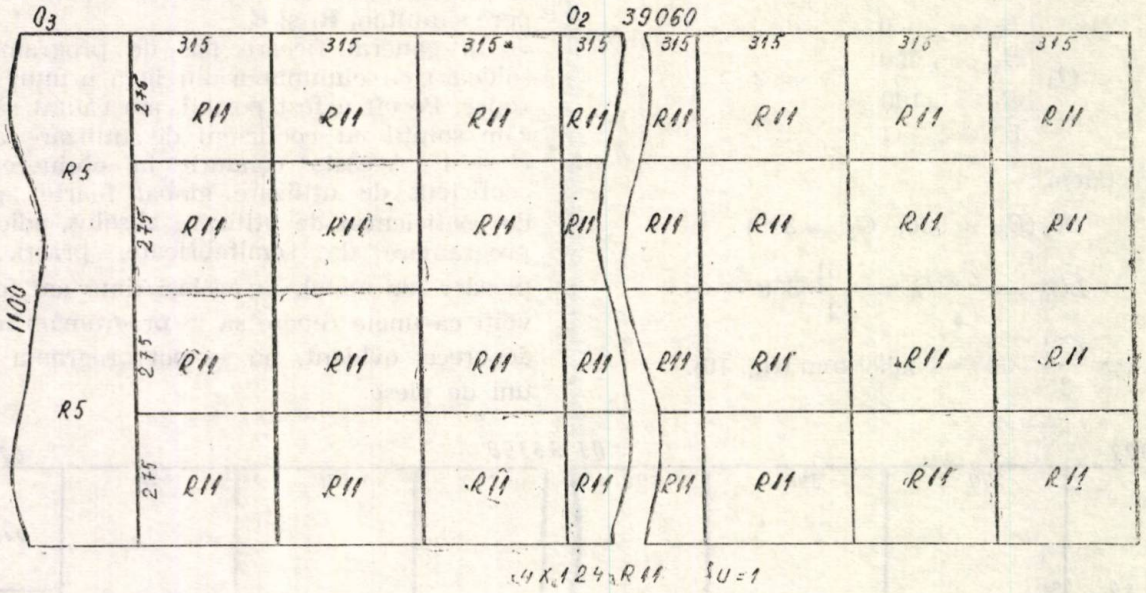


Fig. 11

Deși STAS-ul permite ca, pe același rulou, la capete tabla să aibă grosime mai mare, vom considera că tabla este izometrică pe întreaga suprafață, ipoteză care conduce la calculul coeficientului de utilizare prin raportul suprafețelor :

$$U = \frac{\Sigma B_i G_i}{\Sigma L T_j L G_j}$$

În acest mod, pentru cazul dat, s-a calculat în piese suprafața de $B_i G_i = 3.661.384.325$ mm^2.

Pentru tăierea acestor piese s-au utilizat 921.740 mm bandă de 1100 mm lățime, 1.522.810 mm bandă de 1250 mm lățime și 503.750 mm bandă de 1500 mm lățime. Efectuînd calculele corespunzătoare se obține o suprafață de tablă consumată egală cu 3.673.051.500 mm^2.

Ca urmare coeficientul de utilizare global al programării este :

$$U = \frac{3.661.384.325}{3.673.051.500} = 0{,}9968$$

Eroarea introdusă prin neglijarea fișiilor transversale

Din neconcordanța lungimilor semifabricatelor, așa cum s-a văzut, la fîșiile asociate apar uneori fîșii-rest transversale. De pe aceste fîșii-rest, cîteodată, se pot recupera repere prevăzute în cadrul programului, alteori nu se produce acest lucru și atunci fîșia reprezintă o pierdere netă. Să vedem cît de mari sînt aceste pierderi și cum impietează ele asupra coeficientului de utilizare global.

Efectuînd calculele corespunzătoare, rezultă că pierderile prin fîșiile-rest transversale nerecuperate, în cazul dat, reprezintă suprafața de 354.850 mm^2. Raportînd această suprafață neglijată la suprafața totală rezultă o eroare E :

$$E = \frac{354.850}{3.673.051.500} = 0{,}00009,$$

așadar o eroare la o cincime zecimală Cu această eroare, este afectată valoarea coeficientului de utilizare global, prin neglijarea pierderilor în fișiile-rest transversale nerecuperate.

Concluzii

Croirea combinată a tabelei reprezintă o fază tehnologică de o deosebită importanță economică.

Parcurgînd bogata literatură care descrie procedeele de croire optimă a semifabricatelor de diverse forme [5—16], ajungem la concluzia, logică de altfel, că pierderile de metal la croire nu se pot evita, dar, în același timp, diversele procedee descrise pun la îndemîna utilizatorilor căi foarte eficiente de reducere a acestor pierderi. Căci a croi neglijent și rutinar înseamnă, uneori, în cazul semifabricatelor circulare, să aruncăm la presa de fier vechi pînă la 30% din cantitatea de tablă nouă utilizată.

Într-un articol sintetic [15], sînt prezentate o parte din cele mai eficiente procedee de croire a semifabricatelor circulare și a trapezelor curbe pentru recipienți tronconici obținuți prin ștanțare de pe foi de tablă.

Coeficienții de utilizare în cazurile prezentate ca exemple de croire bună variază între 0,72 și 0,85. Utilizînd un algoritm special la elaborarea unui program de fabricație, într-o multitudine de strategii de programe se obțin coeficienți de utilizare globali variind în jur de $U = 0{,}788$ [15].

La croirea semifabricatelor dreptunghiulare de pe foi de tablă, utilizînd același procedeu de programare [16], se obțin coeficienți de utilizare globali de pînă la $U = 0{,}966$, ceea ce este remarcabil. Și mai departe, croind dreptunghiuri de pe bandă, așa cum s-a arătat în cuprinsul prezentului studiu, cu unele rețete cu coeficient de utilizare absolut $U = 1$ și utilizînd strategii de programare corespunzătoare (autorii au încercat pentru exemplul luat șase variante diferite din care se publică numai una, din lipsă de spațiu), se obțin în toate cazurile coeficienți de utilizare globali de peste $U = 0{,}99$, adică se croiește și se programează practic fără pierderi de metal.

De aici rezultă concluzia că, în întreprinderile care folosesc în fabricație repere dreptunghiulare (fabrici de mașini de gătit cu gaze, fabrici de frigidere, fabrici de dulapuri metalice alte fabrici cu piese dreptunghiulare din tablă), este bine să se studieze dacă nu este economic să se monteze linii de tăiere în fîșii a benzilor și linii de debitare a semifabricatelor dreptunghiulare, pentru a utiliza procedeul descris în prezentul studiu și a înlătura în bună măsură pierderile de metal ce au loc în prezent în industrie.

BIBLIOGRAFIE

[1] x x x: Decuparea optimă a reperelor dreptunghiulare. În: Rev. CEPECA Nr. 1, 1962.

[2] *Coșeriu, T., Ionescu, Gh.:* Normarea consumurilor de materiale în construcția de mașini. Ed. Tehnică, 1964.

[3] *Duță, L.D., Fabian, Cs.:* Problema croirii cu mai multe funcții scop și în condiții vagi. În: Studii și cercetări de calcul Economic și Cibernetică Economică, nr. 1/1982.

[4] *Duță, L.D., Fabian, Cs.:* Metode matematice în optimizarea croirii, Ed. Tehnică, 1983.

[5] *Greciuc, T.:* Optimizarea debitării tablei subțiri în producția de articole casnice. În: Industria Ușoară nr. 10/1978, p. 352.

[6] *Greciuc, T.:* Procedee de debitare rațională a tablei subțiri din foi. În: Rev. Industria Ușoară Nr. 8, 1979, pag. 363.

[7] *Greciuc, T.:* Procedee de debitare a tablei subțiri din foi. Debitarea pe diagonala dreptunghiului. În: Industria Ușoară Nr. 2/1980 pag. 79.

[8] *Greciuc, T.:* Procedee de debitare a tablei subțiri din foi. Debitarea în zig zag. În: Industria Ușoară Nr. 5/1980 p. 223.

[9] *Greciuc, T.:* Procedee de debitare a tablei subțiri din foi. Debitarea omometrică în zig-zag. În: Industria Ușoară nr. 5/1981, pag. 222.

[10] *Greciuc, T.:* Procedee de debitare a tablei subțiri din foi. Debitarea în fagure. În: Industria Ușoară nr. 8/1981 pag. 362.

[11] *Greciuc, T.:* Procedee de debitarea tablei subțiri din foi. Debitarea pe dublă diagonală din pătrat. Partea I în: Industria Ușoară Nr. 5/1982, pag. 215, Partea II în: Industria Ușoară Nr. 6/1982, pag. 264, Partea III în: Industria Ușoară Nr. 9/1982, pag. 412.

[12] *Greciuc, T.:* Debitarea rațională a semifabricatelor trapezoidale curbe pentru produse tronconice din tablă subțire. În: Industria Ușoară 30, Nr. 4/1983, pag. 177.

[13] *Greciuc, T.:* Debitarea rațională a semifabricatelor trapezoidale curbe pentru produse tronconice. Debitarea antisimetrică în: Industria Ușoară 32, nr. 3/1985, pag. 123.

[14] *Greciuc, T.:* Procedeu și linie automată pentru ștanțarea combinată a semifabricatelor din benzi subțiri. Brevet R.S. România Nr. 80233/1982.

[15] *Greciuc, T., Botez, Magdalena:* Programarea debitării din foi a semifabricatelor din tablă subțire în: Industria Ușoară 31, Nr. 7/1984, pag. 313.

[16] *Greciuc, T., Botez, Magdalena:* Croirea și programarea semifabricatelor dreptunghiulare de pe foi de tablă In: Construcția de Mașini 38, Nr. 9/1986, pag. 502.

[17] *Kantorovici, L.V., Zalgaller, V.A.:* Croirea economică a materialelor în industrie (Trad. din limba rusă). Ed. Tehnică, București, 1972.

[18] *Nădejde, I., Bergthaler, C., Zidărescu, C., Sburlan, S.:* Probleme de cercetare operațională. Programarea matematică. Ed. Ac. R.S. Română, București, 1971.

Revista „CONSTRUCȚIA DE MAȘINI", organ al Ministerului Industriei Construcțiilor de Mașini din Republica Socialistă România, Redacția la: Oficiul de informare documentară pentru industria construcțiilor de mașini, cu sediul în București, Calea Victoriei, 133, sector I, telefon 50.31.30; sau 59.71.35. Instituțiile pot achita abonamentele în contul de virament ICTCM, 30.16.7.01.01 B.N.—R.S.R., filiala sector IV sau prin mandat poștal la ICTCM, șos. Olteniței, nr. 105, București, sector 4, pentru revista „Construcția de mașini". Tarif: 150 lei anual. Costul unui exemplar: 12,50 lei Index D.E.P. 41023.

Tiparul: Tipografia „Ploiești" str. Transilvaniei, nr. 29.

În curînd va apărea :

„REVISTA INGINERILOR DE AUTOMOBILE"

Asociația Inginerilor de Automobile din România (A.I.A.R.), constituită la 17 decembrie 1988, din dorința de a contribui mai activ la buna informare tehnico-științifică a specialiștilor români, precum și la prezentarea rezultatelor valoroase ale cercetărilor proprii a hotărît, conform articolului 2 din Regulamentul A.I.A.R., publicarea „Revistei Inginerilor de Automobile" ca supliment al revistei „Construcția de Mașini".

Revista va avea 64 pagini, o periodicitate de 12 numere pe an, la un tiraj inițial de 1000 de exemplare ; prețul orientativ per exemplar a fost stabilit la 30 lei. În fiecare număr vor fi publicate cîte 5—6 articole tehnico-științifice elaborate de ingineri cercetători științifici și proiectanți, cadre didactice din învățămîntul tehnic superior, sau specialiști din domeniul ingineriei industriale de automobile. Fiecare articol va fi însoțit de rezumate în limba română și engleză, iar cîte un articol pe fiecare număr va fi tradus integral în limba engleză.

Pentru a face cunoscute în țară și peste hotare realizările industriei românești de automobile, precum și pentru a informa cititorii noștri asupra produselor de vîrf ale partenerilor externi, revista va publica reclame și diferite materiale publicitare oferite de întreprinderile românești de profil, precum și de firmele străine.

În cuprinsul revistei vor putea fi găsite și rubrici de activități și informare cu titlurile :

ACTUALITĂȚI TEHNICO-ȘTIINȚIFICE

Manifestări ale A.I.A.R.
Conferințe și simpozioane naționale și internaționale.
Tîrguri și expoziții.
Cursuri de perfecționare postuniversitare.
Produse noi ale industriei românești de automobile.
Tehnologii și instalații noi.
Noutăți rezultate în urma studiilor și cercetărilor în domeniul automobilelor.

INFORMATICA DOCUMENTARĂ

Noutăți în domeniul metodologiei și sistemelor de informare și documentare.
Revista revistelor.
Teze de doctorat.
Recenzii de cărți noi, apărute în țară și în străinătate.
Invenții și inovații.

VĂ PREZENTĂM

Întreprinderea, institutul, catedra .....
Produsul, gama (familia) de produse .....
Portrete ale personalităților de ieri și de azi care au contribuit la dezvoltarea automobilului românesc.
Aniversări

Revista Inginerilor de Automobile" va fi oferită la schimb cu alte reviste de specialitate din lume.

Adresa redacției „Revistei Inginerilor de Automobile" este :

Calea Victoriei nr. 118, sectorul 1,
București
Cod poștal 71101,
Telefon : 59.41.60
Telex : 11312 CNST R

OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ
pentru
INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
difuzează în anul 1989

materiale de informare despre realizări din țară și din străinătate privind preocupările actuale în domeniul construcțiilor de mașini, de ex.: programul energetic, valorificarea surselor proprii de materii prime, calitatea produselor, economisirea materiilor prime și reciclarea deșeurilor, productivitatea muncii etc.

Materialele sînt grupate în serii:

Simbolul	Denumirea seriei
	REALIZĂRI ALE CERCETĂRII ROMÂNEȘTI
RCM	Revista „Construcția de mașini"
ID	INFORMARE DOCUMENTARĂ asupra nivelului progresului tehnic pe plan mondial în industria construcțiilor de mașini
	Informări pentru cadre de conducere:
IDCM	Informare documentară în construcția de mașini
IDCM-C	Informare documentară în construcția de mașini — conjunctură
IDCM-E	Informare documentară în construcția de mașini-energie
IDCM-O	Informare documentară în construcția de mașini-organizare
IDCM-PM	Informare documentară pentru protecția muncii
	Informări pentru specialiști:
IDT	Informare documentară în turnătorii
IDTT	Informare documentară pentru tratamente termice
IDPP	Informare documentară pentru prelucrări prin deformare plastică
IDS	Informare documentară pentru sudori
IDPR	Informare documentară pentru prelucrări la rece
IDCC	Informare documentară pentru calitate și control
IDMK	Informare documentară pentru prognoză și marketing
IDAR	Informare documentară pentru automatizare, robotizare
IDRC	Informare documentară privind reducerea consumurilor de materiale și energie

Simbolul	Denumirea seriei
	SINTEZE DOCUMENTARE privind **nivelul tehnic pe plan mondial** în industria construcțiilor de mașini
SID	Noutăți în diverse domenii
	REALIZĂRI ALE UNITĂȚILOR MICM
CO, CTN, CMA, CA, PTN, SE, CSSM, RSM, CES, CTO, CT	**Cataloage de fișe tehnice** de produse, tehnologii și mecanizări, automatizări, autoutilări, SDV-uri Realizări deosebite, omologări standarde etc. Realizări în sudare Ehipamente de sudare Produse tipizate, descrieri de tehnologii
	DOCUMENTE NORMATIVE
BI	**Buletinul intern MICM**
NT	Normative tehnice
LPCM, R	Liste de prețuri în construcția de mașini, reduse
ITC	Indicatoare tarifare de calificare
NPM	Normative și ghid de protecția muncii în construcția de mașini
	MATERIALE DOCUMENTARE **în ajutorul proiectării și al producției**
	CERCETĂRI COMPLEXE DE INFORMARE ȘTIINȚIFICĂ ȘI TEHNICĂ
CCIST-R și P	Cercetări retrospective și continui
SIDCM-A și B	Sistemul de informare documentară automatizat, pentru articole de revistă și brevete

OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI — OID—ICM
71102 Calea Victoriei Nr. 133, București, sector 1
Telefon 50.31.30 Căsuța poștală 22-125

DESPRE PROGRESUL TEHNIC ÎN CONSTRUCȚIA DE MAȘINI DIN ȚARĂ ȘI STRĂINĂTATE VĂ PUTEȚI INFORMA PRIN :

- PUBLICAȚIILE OID—ICM
- DOCUMENTAREA CU CALCULATORUL (SISTEMUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ ÎN CONSTRUCȚIA DE MAȘINI, SID—CM)

1990 JAN 25

E 3279

REFERÁLVA

R 1989 -10- 19

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

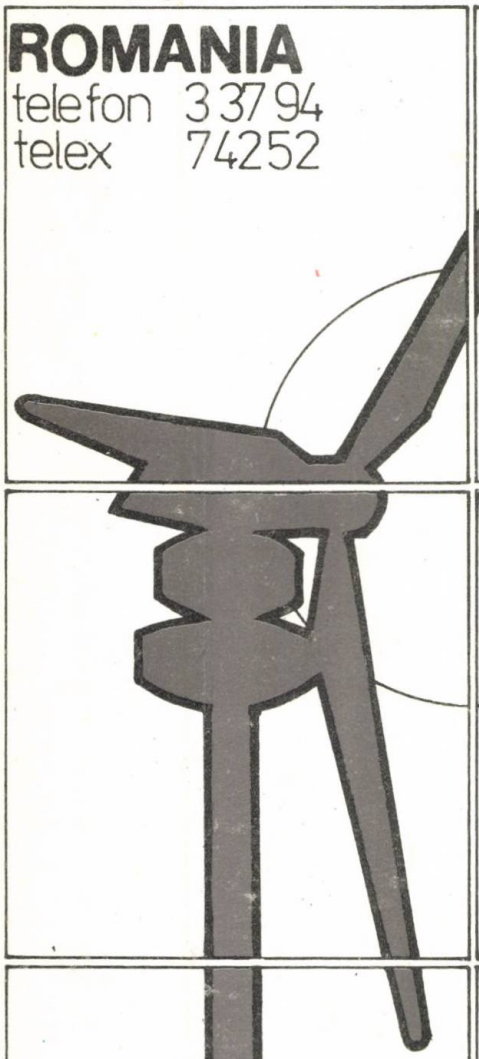
BUCUREȘTI • ANUL XXXXI • AUGUST 1989

8

INTREPRINDEREA DE CONSTRUCTII METALICE BOCSA

cod 1725 str. Uzinei nr.1 Judet Caras - Severin

ROMANIA
telefon 33794
telex 74252



ENERGIA EOLIANA

o sursa avantajoasa

energie noua si reinnoibila

avantaje tehnico-economice, sociale

putere
5-50 kw

putere
300-1000 kw

putere
1000-3000 kw

inaltime stalp
20-100 m

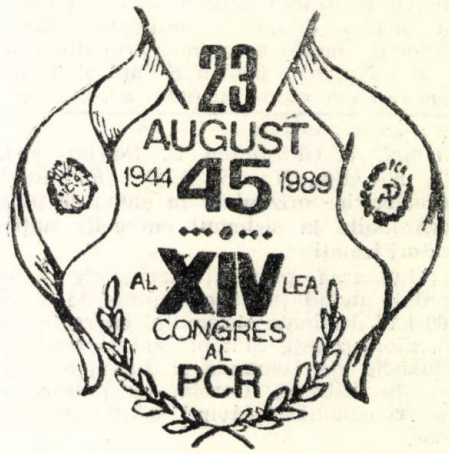
— În domeniul valorificării energiilor neconvenționale, I.C.M. Bocșa realizează o gamă largă de agregate aeroelectrice cu turbină orizontală, utilizînd cele mai moderne tehnologii de fabricație și metode de control.

— Cercetarea și proiectarea agregatelor aeroelectrice produse de întreprinderea noastră sînt creația institutelor de înalt prestigiu științific recunoscute atît în țară cît și peste hotare: Institutul Politehnic „Traian Vuia" Timișoara, CCSITEH — Timișoara.

— Realizări de vîrf ale industriei românești, agregatele aeroelectrice fabricate de I.C.M. Bocșa pot fi utilizate izolat sau în sisteme energetice regionale și naționale.

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
EDITOR: OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
ANUL XXXXI, 8, august 1989



CUPRINS

ECHIPAMENTE ENERGETICE

1. Aeroagregate

ANTON, I., GYULAI, FR., ANGHEL, A.: **Agregate aeroelectrice cu turbine orizontale pentru sistemul energetic național** 387

ANGHEL, A., GHIȚULESCU, C., RAICOV-POPA, N., NICODIM, M., VERGILIU, C., GUȚĂ, D., ROMAN D.: **Agregate aeroelectrice orizontale de puteri 5—400 kW, racordabile la sistemul energetic național și consumatori izolați** 391

BROȘTEAN, L., SUCIU, E., BACIU, I.: **Determinarea pe model a caracteristicilor turbinei pentru agregatul experimental pe 300 kW** 399

ANGHEL, A., BEBEȘELEA, O.: **Ipoteze privind calculul aerodinamic al rotorilor agregatelor aeroelectrice** 404

RASZGA, C., POPA, M., ALBU, E.: **Sistem și metodică de achiziție și prelucrare a rezultatelor încercării pe model a turbinelor de vînt** 409

GHIȚULESCU, C., RAICOV-POPA, N.: **Echipamente și sisteme mecanice specifice agregatelor aeroelectrice orizontale** 419

RAICOV-POPA, N., NINCOV, L., GHEORGHE, ȘT.: **Traductori de măsură a mărimii și direcției vitezei vîntului cu aplicații la agregate aeroelectrice** 422

ANGHEL, A.: **Energia vîntului — aplicații și limitări** 424

2. Hidroagregate

KOLATI, ANGELICA, KOLATI, I., HOPOTĂ, A., POPESCU, CARMEN: **Calculul hidrodinamic al unui injector Pelton** 427

VOIA, I., MARTON, NATALIA: **Influența geometriei rotorului asupra regimului optim al modelelor de turbine hidraulice tip Francis** 433

LUPȘIASCA, C., BEJAN, I: **Un criteriu de apreciere a posibilității apariției turbionului vidat în tubul de aspirație al unei turbine hidraulice** 435

DIMITRIU, R.: **Metodă statistico-grafică pentru determinarea rapidității specifice și turației sincrone la grupuri hidrogeneratoare** 442

Revista apare sub îndrumarea
Consiliului științific al Institutului Central pentru Construcții de Mașini

Redactor șef: ing. Teodosia Oprescu
Redactor: Șerban Teodorescu
Coordonator: dr. ing. Iacob Voia

SUMARE

CZ : 621.548 : 621.3.016.4

Anton, I., Gyulai, F., Anghel, A. : **Agregate aeroelectrice cu turbine orizontale pentru sistemul energetic național**

Lucrarea este o prezentare sintetică a obiectivelor și fazelor de desfășurare a cercetărilor științifice, proiectărilor și altor lucrări de inginerie tehnologică pentru realizarea unor agregate aeroelectrice echipate cu turbine orizontale destinate sistemului energetic național, lucrări care fac parte din programul Comitetului Național pentru Știință și Tehnologie.

Construcția de mașini, 41 (1989), nr. 8, 17 ref. bibl.

CZ : 621.548 : 621.3.016.4

Anghel, A., Ghițulescu, C., Raicov-Popa, N., Vergiliu, C., Nicodim, M., Guță, D., Roman, D. : **Agregate aeroelectrice orizontale în gama de puteri 5—300 kW racordabile la sistemul energetic național și consumatori izolați**

Lucrarea prezintă agregatele aeroelectrice orizontale avînd puterile unitare de 5 kW, 30 kW și 300 kW destinate sistemului energetic național și consumatori izolați. Sînt prezentate soluțiile constructive, schemele de comandă și funcționare pentru fiecare caz de utilizare. Corelat cu puterea agregatelor se fac recomandări privind soluția de realizare a rotorilor.

Construcția de mașini, 41 (1989), nr. 8, 13 fig., 1 tab., 7 ref. bibl.

CZ : 621.548 : 621.3.016.4

Broștean, L., Suciu, E., Baciu, I. : **Determinarea pe model a caracteristicilor turbinei pentru agregatul experimental de 300 kW**

Se prezintă rezultatele încercării pe model la scara 1 : 3 a turbinei cu care se echipează agregatul experimental de 300 kW în fază de montaj pe amplasamentul SEMENIC.

Construcția de mașini, 41 (1989), nr. 8, 6 fig., 3 ref. bibl.

CZ : 533 : 621.548 : 621.3.016.4

Anghel, A., Bebeșelea, O. : **Ipoteze privind calculul aerodinamic al rotorilor agregatelor aeroelectrice**

Lucrarea prezintă ipotezele teoretice și metoda de calcul bazată pe teoria de aripă portantă în vederea profilării aerodinamiice a paletelor agregatelor. Prin ipotezele de calcul admise în privința alegerii parametrilor aerodinamici ai paletelor s-a urmărit aplatizarea caracteristicii de putere a rotorului la viteze ale vîntului mai mari decît viteza nominală de calcul.

Construcția de mașini, 41 (1989), nr. 8, 4 fig., 4 ref. bibl.

CZ : 519.682 : 621.548 : 621.3.016.4

Raszga, C., Popa, M., Albu, E. : **Sistem și metodică de achiziție și prelucrare a rezultatelor încercării pe model a turbinelor de vînt**

Agregatul aeroelectric de laborator de 30 kW al Institutului Politehnic din Timișoara a fost echipat cu un sistem de achiziție — prelucrare de date utilizînd un calculator TIM-S echipat cu o interfață originală. Se prezintă principalele secvențe ale programelor de achiziție și prelucrare.

Construcția de mașini, 41 (1989), nr. 8, 9 fig., 2 ref. bibl.

CZ : 621.548

Ghițulescu, C., Raicov-Popa, N. : **Echipamente și sisteme mecanice specifice agregatelor aeroelectrice**

Lucrarea prezintă soluțiile constructive și funcționale adoptate pentru principalele subansamble mecanice din componența agregatului de 300 kW, agregat destinat amplasamentului Semenic : rotor cu palete reglabile, transmisie mecanică, sistem de orientare pe direcția vîntului.

Construcția de mașini, 41 (1989), nr. 8, 4 fig.

CZ : 621.526 : 621.548

Raicov-Popa, N., Nincov, L., Gheorghe, Șt. : **Traductori de măsură a valorii direcției și vitezei vîntului cu aplicații la agregate aeroelectrice**

Lucrarea prezintă trei tipuri de traductoare de vînt specifice agregatelor aeroelectrice și o instalație de măsurare și înregistrare a vitezei și direcției vîntului. Sînt prezentate soluțiile constructive și principiul de funcționare.

Construcția de mașini, 41 (1939), nr. 8, 2 fig.

CZ : 621.548

Anghel, A. : **Energia vîntului, aplicații și limitări**

Lucrarea tratează evoluția, posibilitățile tehnice și avantajele economice, comparativ cu sursele clasice, ale utilizării energiei vîntului. Dependent de soluțiile de utilizare a energiei vîntului, sînt prezentate limitările din punct de vedere tehnic și economic pentru fiecare caz de aplicare : irigații, consumatori izolați, rețea electrică și sistem energetic național.

Construcția de mașini, 41 (1989), nr. 8, 2 fig., 8 ref. bibl.

CZ : 621.224.1 : 621.694

Kolati, Angelica, Kolati, I., Hopotă, A., Popescu, Carmen : **Calculul hidrodinamic al unui injector Pelton**

În lucrare se prezintă calculul hidrodinamic al unui injector Pelton cu ajutorul metodei elementului finit. După stabilirea cîmpului hidrodinamic la diferite deschideri ale acului injectorului se poate calcula variația coeficientului de strangulare în funcție de deschidere, caracteristica de forță pentru acul injectorului sau alte mărimi ce interesează proiectarea. La sfîrșitul lucrării sînt prezentate datele măsurărilor efectuate pe standul C.C.S.I.T.E.H. al unui injector proiectat cu această metodă.

Construcția de mașini, 41 (1989), nr. 8, 12 fig., 3 ref. bibl.

CZ : 621.224.2

Voia, I., Marton, Natalia : **Influența geometriei rotorului asupra regimului optim al modelelor de turbine hidraulice de tip Francis**

Experimentările au arătat influența foarte mare a geometriei paletei — pentru același traseu fix — asupra regimului optim. O dependență $Q_{11} = f(\lambda, \beta_2)$ a putut fi evidențiată, fapt care creează condițiile unui control al poziției optimumului de randament. Se atrage atenția asupra analizei coeficientului de cavitație în funcție de debit.

Construcția de mașini, 41 (1939), nr. 8, 2 fig., 6 ref. bibl.

CZ : 621.224.2

Lupșiasca, C., Bejan, I. : **Un criteriu de apreciere a posibilității apariției turbionului vidat în tubul de aspirație al unei turbine hidraulice**

Fenomenele de instabilitate în tuburi de aspirație, datorită formării turbionului vidat sub rotor, pot conduce la o funcționare instabilă a turbinei și la apariția unor daune ca smulgerea ogivei rotorului sau a conductelor de aerisire. Lucrarea își propune stabilirea unui circuit valoric care să reflecte corelațiile existente în situația limită de trecere de la un regim stabil la unul instabil.

Construcția de mașini, 41 (1989), nr. 8, 5 fig., 5 ref. bibl.

CONTENTS

DC : 621.548 : 621.3.016.4

Anton, I., Gyulai, F., Anghel, A. : **Wind power units with horizontal turbines for the national energy system**

The paper presents a synthesis of the development aims and phases of the scientific researches, designs and other engineering teshnology works for the performance of wind power units with horizontal turbine equipment for the national energy system, works which are parts of the programme of the National Committee of Science and Technology.

Construcția de mașini, 41 (1989), no. 8, 17 bibl. paps.

DC : 621.548 : 621.3.016.4

Anghel, A., Ghițulescu, C., Raicov-Popa, N., Vergiliu, C., Nicodim, M., Guță, D., Roman, D. : **Horizontal aeroelectric aggregates in the power range 5—300 kW connectible to the national mains and to isolated consumers**

The paper presents horizontal aeroelectric aggregates with unit powers of 5 kW, 30 kW and 300 kW meant for the national energy system and isolated consumers. The paper presents the contstructive solutions, control and operating diagrams for each case of utilization. Correlated with the aggregate power recommendations are made for the solution of achieving the rotors.

Construcția de mașini, 41 (1989), no. 8, 13 figs., 1 tab., 7 bibl. paps.

DC : 621.548 : 621.3.016.4

Broștean, L., Suciu, E., Baciu, I. : **The model determination of the turbine characteristics for an experimental 300 kW unit**

The paper presents the experimental model results at scale 1 : 3 of the turbine, which with is equiped the experimental 300 kW unit, installed on the SEMENIC site.

Construcția de mașini, 41 (1989), no. 8, 6 figs., 3 bibl. paps.

DC : 533 : 621.548 : 621.3.016.4

Anghel, A., Bebeșelea, O. : **Hypotheses regarding the aerodynamic calculation of aeroelectric aggregate rotors**

The paper presents the theoretical hypotheses and calculation method based on the upward wing theory for aerodynamic shaping of aggregate blades. Through the admitted calculation hypotheses reffering to the choice of blade aerodynamic parameters we had in view the flattening of the rotor power characteristics at wind speeds greater than the rated design speed.

Construcția de mașini, 41 (1989), no. 8, 4 figs., 4 bibl. paps.

DC : 519.682 : 621.548 : 621.3.016.4

Raszga, C., Popa, M., Albu, E. : **The system and method of the acquisition and processing of the experimental model results of the wind turbines**

The wind energy laboratory unit of 30 kW of the Polytechnical Institute Timișoara was equiped with TIM-S computer with an original interface. The paper presents the main sequences of the acquisition and processing programs.

Construcția de mașini, 41 (1989), no. 8, 9 figs., 2 bibl. paps.

DC : 621.548

Ghițulescu, C., Raicov-Popa, N. : **Mechanical equipments and systems specific to the aeroelectric units**

The paper presents the constructional and functional soluions adopted for the main mechanical subassemblies of the 300 kW unit intended for the Semenic Project : rotor with adjusting blades, mechanical transmission, supply system on the wind direction.

Construcția de mașini, 41 (1989), no. 8, 4 figs.

DC : 621.586 : 621.548

Raicov-Popa, N., Nincov, L., Gheorghe, Șt. : **Measuring transducers for the value, direction and speed of wind applicable to aeroelectric aggregates**

The paper presents 3 types of wind transducers specific for aeroelectric aggregates and an installation for measuring and recording the wind speed and direction. The paper presents the constructive solutions and the operating principle.

Construcția de mașini, 41 (1989), no. 8, 2 figs.

DC : 621.548

Anghel, A. : **Wind energy, applications and limitations**

The object of this paper deals with the evolution, technical possibilities, economical advantages, compared to the classical sources, regarding the use of wind energy. Depending on the solutions for using the wind energy, there are presented limitations from technical and economical point of view for each case of application : irrigations, isolated users, isolated electric network and national energetic system.

Construcția de mașini, 41 (1989), no. 8, 2 figs., 8 bibl. paps.

DC : 621.224.1 : 621.694

Kolati, Angelica., Kolati, I., Hopotă, A., Popescu, Carmen : **Hydrodynamic calculation of an Pelton injecteur**

In this work is presented the hydrodynamic calculation of an Pelton injector with the finite elements method. After the hydrodynamic field determination at various openings of injector pointer may be calculated the variation of contraction coefficient raported at opening, the characteristic of force for injector pointer or other dimensions in design. At the work end are presented the data of measurements performed on C.C.S.I.T.E.H. stand of an injector designed with this method.

Construcția de mașini, 41 (1989), no. 8, 12 figs., 3 bibl. paps.

DC : 621.224.2

Voia,I., Marton, Natalia : **Influence of rotor geometry upon the optimum duty of the Francis-type. Hydraulic turbine models**

The experiments have shown the great influence of the blade geometry — for the same fixed hydraulic route — upon the turbine optimum duty. A dependence $Q_{11} = f(\lambda, \beta_2)$ could be made evident, which creates the conditions for checking the optimum duty position. It is drawn the attention to the analysis of the cavity coefficient depending on the discharge.

Construcția de mașini, 41 (1989), no. 8, 2 figs., 6 bibl. paps.

DC : 621.224.2

Lupșiasca, C., Bejan, I. : **An estimation cryterion of vortex appearance possibility in the hydraulic turbine draft tube**

Transitory state phenomena in draft tubes, due to vortices appearing below runner can lead to turbine unstable operation as well as to damages such as runner nose cone or airing pipes sudden detachment. Present paper advances the elaboration of a value cryterion to reflect existing correlations in the limit case of the transition from a stable to an unstable state working range.

Construcția de mașini, 41 (1989), no. 8, 5 figs., 5 bibl. paps.

SOMMAIRES

CD : 621.548 : 621.3.016.4

Anton, I., Gyulai, F., Anghel, A. : **Agrégats aéroélectriques à turbines horizontales pour le système énergétique national**

Cet ouvrage est une présentation synthétique des objectifs et des phases de developpement des recherches scientifiques des travaux de projection et d'autres travaux d'ingénieurie tehnologique en vue de la réalisation des agrégats aéroélectriques munies de turbines horzontales destinés au système énergétique national, travaux qui font partie du programme de Comité National pour Science et Technologie.

Construcţia de maşini, 41 (1989), no. 8, 17 réf. bibl.

CD : 621.548 : 621.3.016.4

Anghel, A., Ghiţulescu, C., Raicov-Popa, N., Vergiliu, C., Nicodim, M., Guţă, D., Roman, D. : **Agrégats aéroélectriques horizontaux dans la gamme de puissances 5—300 kW raccordables au systhème energétique national et aux consommateurs isolés**

L'ouvrage présente les agrégats aéroélectriques horizontaux aux puissances unitaires de 5 kW, 30 kW et respective 300 kW destinés au systhème énergétique national et aux consommateurs isolés. On présente les solutions constructives, les schémas de commande et fonctionnement pour chacun des cas utillisés. En fonction de la puissance des agrégats on fait des récommendations concernant la solution des réalisation des rotors.

Construcţia de maşini, 41 (1989), no. 8, 13 fig., 1 tab., 7 réf. bibl.

CD : 621.548 : 621.3.016.4

Broştean, L., Suciu, E., Baciu, I. : **Détermination sur model des caractéristiques de la turbine pour l'agrégat expérimental de 300 kW**

On présente les résultats des essais sur model, à l'echelle 1 : 3, de la turbine dont l'agrégat expérimental de 300 kW est muni, pendant la phase de montage dans l'amplacement de Semenic.

Construcţia de maşini, 41 (1989), no. 8, 6 fig., 3 réf. bibl.

CD : 533 : 621.548 : 621.3.016.4

Anghel, A., Bebeşelea, O. : **Hypothèses concernant le calcul aérodynamique des rotors des agrégats aéroélectriques**

Cet ouvrage présente les hypothèses théoriques et la méthode de calcul basée sur la théorie d'aile portante en vue du profilage aérodynamique des aubes des agrégats. Par les hypothèses de calcul admises concernant le choix des paramètres aérodynamiques des aubes, on a en vue l'aplatissement des courbes de puissance du rotor pour des vitesses du vent supérieures à la vitesse nominale de calcul.

Construcţia de maşini, 41 (1989), no. 8, 4 fig., 4 réf. bibl.

CD : 519.682 : 621.548 : 621.3.016.4

Raszga, C., Popa, M., Albu, E. : **Systhème et métodologie d'acquisition et traitement des résultats de l'essais sur model des turbines actioneés par le vent**

L'agrégat aéroélectrique de laboratoire de 30 kW de l'Institut Polytechnique de Timişoara a été equipé d'un systhème d'acquisition-traitement des dates, en utilisant un calculateur TIM—S équipé d'une interface originale. On présente les principales séquences des programmes d'acquisition et traitement.

Construcţia de maşini, 41 (1989), no. 8, 9 fig., 2 réf. bibl.

CD : 621.548

Ghiţulescu, C., Raicov-Popa, N. : **Equipements et systhèmes mécaniques spécifiques pour les agrégats aéroélectriques**

Cet ouvrage présente les solutions constructives et fonctionelles adoptées pour les principaux sous-ensembles mécaniques qui font partie de l'agrégat de 300 kW, agrégat destiné pour l'aménagement de Semenic : rotor à aubes réglables, transmission mécanique, systhème d'orientation sur la direction du vent.

Construcţia de maşini, 41 (1989), no. 8, 4 fig.

CD : 621.536 : 621.548

Raicov-Popa, N., Nincov, L., Gheorghe, Şt. : **Traducteurs de mesure de la valeur et de la direction du vent applicables dans le cas des agrégats aéroélectriques**

Cet ouvrage présente 3 types de traducteurs de vent spécifiques pour les agrégats aéroélectriques et pour installation de mesure et d'enregistrement de la valeur et de la direction du vent. On en présente les solutions constructives et le principe de fonctionnement.

Construcţia de maşini, 41 (1989), no. 8, 2 fig.

CD : 621.548

Anghel, A. : **Energie du vent, applications et limitations**

L'ouvrage s'occupe de l'évolution, des possibilités techniques, des avantages économiques concernant l'utilisation de l'energie du vent, en comparaisant avec les sources classiques d'énergie. En fonction des solutions d'utilisation de l'énergie du vent, on presente les limitations du chaque cas d'application, du point de vue technique et économique : irrigations, consommateurs isolés, réseau électrique isolée et systhème énergétique national.

Construcţia de maşini, 41 (1989), no. 8, 2 fig., 8 réf. bibl.

CD : 621.224.1 : 621.694

Kolati, Angelica., Kolati, I., Hopotă, A., Popescu, Carmen : **Le calcul hydrodynamique d'un injecteur Pelton**

On présénte dans cet ouvrage le calcul hydrodynamique d'un injecteur Pélton à l'aide de la méthode des éléments finis. Dès qu'on a établit le champ hydrodynamique pour des différents ouvertures de l'aiguille de l'injecteur on peut calculer la variation du coefficient de rétrécissement en function de l'ouverture la caractéristique de force pour l'aiguille de l'injecteur ou les autres grandeurs qui intéressent la projéction. A la fin de l'ouvrage on présente les résultats des tests effétués sur le stand du C.C.S.I.T.E.H. d'un injecteur projécté à l'aide de cette méthode.

Construcţia de maşini, 41 (1989), no. 8, 12 fig., 3 réf. bibl.

CD : 621.224.2

Voia, I., Marton, Natalia : **L'influence de la géométrie du rotor sur le régime optimum des modeles de turbines hydrauliques de type Francis**

Les expériences ont démontré l'influence très importante de la géometrie de l'aube — pour le même tracé hydraulique fixe — sur le régime optimum. Une dépendence $Q_{11} = f(\lambda, \beta_2)$ s'était mise en évidence, ce qui assure les conditions nécessaires pour le contrôle de la position du rendement optimum. On mise en évidence l'analyse du coéficient de cavitation en fonction de débit.

Construcţia de maşini, 41 (1989), no. 8, 2 fig., 6 réf. bibl.

INHALTSVERZEICHNIS

DK : 621.548 : 621.3.016.4

Anton, I., Gyulai, F., Anghel, A. : **Windenergieaggregate mit horizontalen Turbinen für das nationale energetische System.**

Die Arbeit its eine Synthese der Entwicklungiele und-phasen der wissenschaftlichen Forschungen, Entwürfen und anderen technologischen Arbeiten für die Herstellung von Windenergieaggregate, ausgestattet mit horizontalen Turbinen, bestimmt für das nationale energetische System, Arbeiten die Teil eines Programms des Nationalen Komittes für Wissenschaft und Technologie sind.

Construcţia de maşini, 41 (1989), Nr. 8, 17 Lit.

DK : 621.548 : 621.3.016.4

Anghel, A., Ghiţulescu, C., Raicov-Popa, N., Vergiliu, C., Nicodim, M., Guţă, D., Roman, D. : **Waagerechte aeroelektrische Aggregate im leistungsbereich 5—300 kW Einschaltbar am nationalen energetischen System und an isolierten Verbraucher**

Die vorliegende Arbeit behandelt horizontale aeroelektrische Aggregate mit den Einheitsleistungen 5 kW, 30 kW und 300 kW bestimmt für den nationalen energetischen System und isolierte Verbraucher. Es werden die konstruktive Lösungen und die Steuer — und Funktionsschaltungen für jeden Gebrauchsfall vorgestellt. Abhängig von der Aggregatleistung werden Vorschläge hinsichtlich die Herstellungslösung für die Laufräred gemacht.

Construcţia de maşini, 41 (1989), Nr. 8, 13 Bild., 1 Tab., 7 Lit.

DK : 621.548 : 621.3.016.4

Broştean, L., Suciu, E., Baciu, I. : **Die Modellbestimmung der Kennzeichen der Turbine für den 300 kW Versuchsaggregat**

Die Arbeit stellt die Versuchsergebnisse am Modell der Turbine im Massstab 1 : 3 vor, mit der das 300 kW Versuchsaggregat vom SEMENIC ausgestattêt ist.

Construcţia de maşini, 41 (1989), Nr. 8, 6 Bild., 3 Lit.

DK : 533 : 621.548 : 621.3.016.4

Anghel, A., Bebeşelea, O. : **Voraussetzungen betreffend die aerodynamische Berechnung der Läufer für aeroelektrische Aggregate**

Die vorliegende Arbeit behandelt die theoretischen Voraussetzungen und das rechnerische Verfahren auf Grund der Tragflügeltheorie zur aerodynamischen Profilierung der Aggregatschaufel. Durch die Berechnungsannahmen, die für die Auswahl der aerodynamischen Schaufelkenngrössen vorausgesetzt wurden, ist das Abflachen der Laufradleistungskurve bei Windgeschwindigkeiten, die grösser als die rechnerische Nenngeschwindigkeit sind, verfolgt worden.

Construcţia de maşini, 41 (1989), Nr. 8, 4 Bild., 4 Lit.

DK : 519.632 : 621.548 : 621.3.016.4

Raszga, C., Popa, M., Albu, E. : **System und Methode zur Anschaffung und Verarbeitung von Versuchsergebnissen an Windturbinen-Modellen**

Das Laboratcrium-Windenergieaggregat von 30 kW des Polytechnischen Instituts Timişoara wurde mit einem System der Datenverarbeitung und — anschaffung ausgestattet, mit Hilfe eines TIM-S Rechners, der ein orginelles Interface besitzt. Die Arbeit stellt die Hauptetappen der Anschaffungs — und verarbeitungsprogramme vor.

Construcţia de maşini, 41 (1989), Nr. 8, 9 Bild., 2 Lit.

DK : 621.548

Ghiţulescu, C., Raicov-Popa, N. : **Mechanische Ausrüstungen und Systeme spezifisch für aeroelektrische Aggregate**

Die vorliegende Arbeit stelit die konstruktiven und funktionellen Lösungen angepasst für die mechanischen Haupteinheiten aus Bestandteilen des 300 kW Aggregates, welches für die Semenic — Anlage bestimmt wurde, vor : Laufrad mit verstellbaren Schaufeln, mechanisches Getriebe, Orientierungs—system in Windrichtung.

Construcţia de maşini, 41 (1989), Nr. 8, 4 Bild.

DK : 621.536 : 621.548

Raicov-Popa, N., Nincov, L., Gheorghe, Şt. : **Messgeber für Windrichtung — und Windgeswindigkeitswerte mit Anwendungen bei Aeroelektrischen Aggregate**

Die vorliegende Arbeit behandelt 3 Typen von Windgeber spezifisch für aeroelektrische Aggregate und eine Mess — und Registrierungsanlage für die Windgeschwindigkeit und — richtung. Es werden die characteristischen Lösungen und das Arbeitsprinzip vorgestellt.

Construcţia de maşini, 41 (1989), Nr. 8, 2 Bild.

DK : 621.548

Anghel, A. : **Windenergie, Anwendungen und Begrenzungen**

Gegenstand dieser Arbeit bilden der Fortschritt, die die thermischen Möglichkeiten und die ökonomischen Vorteile bezüglich der Verwendung der Windeenergie im Vergleich zu den klassischen Energiequellen. Abhängig von den Losungen, die für die Verwendung der Windenergie gefunden wurden, werden für jeden Verwendungsfall die technischen und ökonomischen Begrenzungen vorgestellt : Bewässerungen, isolierte Verbraucher, isolierte elektrische Netze und nationales energetisches System.

Construcţia de maşini, 41 (1989), Nr. 8, 2 Bild., 8 Lit.

DK : 621.224.1 : 621.694

Kolati, Angelica., Kolati, I., Hopotă, A., Popescu, Carmen : **Hydraulische Berechnung einer Peltondüse**

Es wird die hydrarulische Berechnung einer Peltondüse mit Hilfe de Finite Elemente Methode vorgeführt. Nach Darstellung des Strömungsfeldes für verschiedene Düsenöffnungen kann der Einschnürungskoeffizient im Verhätnis zur Offnüngsgrösse, die Kennlinie der auf dem Nadelkopf wirkenden. Kräfte oder andere im Entwurf gebrauchten Grössen bestimmt werden. Ergäbnisse aus Messungen an einer nach der vorgeschlagenden Methode berechneten Düse, auf dem Prüfstand des Institutes C.C.S.I.T.E.H., sind anschliessend wiedergegeben.

Construcţia de maşini, 41 (1989), Nr. 8, 12 Bild., 3 Lit.

DK : 621.224.2

Voia, I., Marton, Natalia : **Einfluss der Laugradgeometrie auf den optimalen Betrieb der Modelle für hydraulische Turbinen vom Typ Francis**

Versuche haben den sehr grossen Einfluss der Schaufelgeometrie — für den gleichen fixen hydraulischen Weg — auf dem optimalen Betrieb gezeigt. Eine Abhängigkeit $Q_{11} = f(\lambda, \beta_2)$ konnte hervogehoben werden und somit wurden die Bedingungen für die Kontrolle der Lage für den optimalen hergestellt. Es wird auf die Analyse des Kavitationsbeiwertes in Abhängigkeit von der Fördermenge hingewiesen.

Construcţia de maşini, 41 (1989), Nr. 8, 2 Bild., 6 Lit.

СОДЕРЖАНИЕ

ДК : 621.548 : 621.3.016.4

Антон, И., Гюлай, Ф., Ангел, А.: *Ветроэлектрические агрегаты с горизонтальными турбинами для национальной энергосистеме*

Работа является синтетическими изложением целей и фаз развития научных иследований, проектировки и других технологическо-инженерных работ для выполнения ветроэлектрических агрегатов, оборудованных горизонтальными турбинами и предназначенных национальной энергосистеме. Эти работы являются составной частью программы Иучного и Технологического Национального Комитета.

Constructia de mașini, 41 (1989),
н. 8, 17 лит.

ДК : 621.548: 621.3.016.4

Ангел А., Гицулеску, К., Райков-Попа, Н., Вержилиу, К., Никодим, М., Гуцэ, Д., Роман, Д: *Горизонтальные ветроэлектрические агрегаты мощностями от 5 до 300 кВт подключённые к национальной энергосистеме и к отдельным потребителям*

Работа излагает горизонтальные ветроэлектрические агрегаты с едиными мощностями от 3 кВт, 30 кВт и 300 кВт, предназначены национальной энергосистеме и отдельным потребителям. Изложены конструктивные решения, схемы управления и работы за каждый случай применения. Соответственно мощности агрегата предлагаются решения о выполнении рабочих колёс.

Constructia de mașini, 41 (1989),
н. 8, 13 фиг., 1 таб., 7 лит.

ДК : 621.548 : 621.3.016.4

Броштеан, Л., Сучю, Е., Бачю, И.: *Определение на образце характеристик турбин для испытательного агрегата от 300 кВт*

Излагаются результаты испытания на масштабном (1 : 3) образце турбины для оборудования испытательного агрегата от 300 кВт в фазе его монтирования на месторасположение Семеник.

Constructia de mașini, 41 (1989),
н. 8., 6 фиг., 3 лит.

ДК : 533 : 621.548: 621.3.016.4

Ангел А., Бебешеля, А.: *Гипотезы аэродинамического расчёта рабочего колеси для ветроэлектрических агрегатов*

Работа излагает теоретические гипотезы и основанный на теорию подводного крыла метод расчёта ввиду аэродинамического формирования лопастей агрегатов. Допущенными гипотезами расчёта относительно выбора аэродинамических параметров лопастей предусмотренно уравнивание характеристики мощности рабочего колеса при скоростях ветра больших номинальной расчётной скорости.

Constructia de mașini, 41 (1989),
н. 8, 4 фиг., 4 лит.

ДК : 519.682 : 621.548: 621.3.016.4

Разга, К., Попа, М., Альду, Е: *Методика и система складирования и обработки результатов испытаний на образце ветротурбин*

Лабораторный ветроэлектрический агрегат от 30 кВт Политехнического Института — Тимишоара оборудован системой складирования-обработки данных, используя калькулятор ТИМ-С оборудованный оригинальным интерфейс. Излагаются основные части складирования и обработки данных.

Constructia de mașini, 41 (1989),
н. 8, 9 фиг., 2 лит.

ДК : 621.548

Гицулеску, К., Райков-Попа, Н.: *Оборудование и специфичные механические системы ветроэлектрические агрегатов*

Работа излагает конструктивные и функциональные решения для следующих основных механических узлов, составляющих агрегат от 300 кВт, предназначенный установке в массиве Семеник : рабочее колесо с поворотными лопастьями, механическая передача, орнентирующий систем по направлению ветра.

Constructia de mașini, 41 (1989),
н. 8, 4 фиг.

ДК : 621.586 : 621.548

Райков-Попа, Н., Нинков, Л., Георге, Шт.: *Датчики измерения величины, направления и скорости ветра с применением к ветроэлектрическим агрегатам*

Работа излагает 3 типа датчиков ветра специфичных для ветроэлектрическких агрегатов и устройство измерения и записывания скорости и направления ветра. Изложены конструктивные решения и принципы работы.

Constructia de mașini, 41 (1989),
н. 8, 2 фиг.

ДК : 621.548

Ангел, А.: *Энергия ветра, применения и ограничения*

Работа излагает эволюцию, технические возможности, экономические преимущества связаны с использованием энергии ветра по сравнению с классическими источниками. В зависимости от решений использования энергии ветра представлены ограничения с техническим и экономическим точками зрения для каждого случая применения : ирригация, отдельные потребители, отдельная электрическая цепь и национальная энергосистема.

Constructia de mașini, 41 (1989),
н. 8, 2 фиг., 8 лит.

ДК : 621.224.1 : 621.694

Колати, Анджелика, Колати, Ю., Хопотэ, А., Попеску, Кармен : *Гидродинамический расчёт сопла ковшевых турбин*

В работе приводится гидравлический расчёт к игольчатому соплу ковшевых турбин способом конечных элементов. После установления гидравлического поля при различных открытиях иголки сопла возможен расчёт колебания коэффициента дросселирования в зависимости от открытия, силовой характеристики для иголки сопла или других величин, которые необходимы проектировке. В конце работы приводятся данные замеров, осуществленных на стенде C.C.S.I.T.E.H. Рещица на проектированным этим способом сопле.

Constructia de mașini, 41 (1989),
н. 8, 12 фиг., 3 лит.

ДК : 621.224.2

Воя, Я, Мартон, Наталья : *Влияние геометрии рабочего колеса на оптимальный режим моделей гидротурбин типа Френсис*

Испытания показали очень большое влияние геометрии лопасти — для того же гидравлического тракта — на оптимальный режим. Выделялясь зависимость $Q=f(\lambda, \beta_2)$ которая сосдала условия для проверки положения наноптимального к.п.д. Обращается внимание на анализ коэфициента кавитации в зависимости от расхода.

Constructia de mașini, 41 (1989),
н. 8, 2 фиг., 6 лит.

CZ : 621.224

Dimitriu, R. : **Metodă statistico-grafică pentru determinarea rapidităţii specifice şi turaţiei sincrone la grupul hidrogeneratoare**

Autorul prezintă o metodă bazată pe formule de calcul originale, rapide şi uşoare, verificate pe un număr de 97 turbine hidraulice Pelton, Francis, Kaplan, bulb şi elicoidale echipînd grupuri hidroelectrice realizate în perioada 1974—1988 de firme specializate din R.S.R., Europa, America şi Japonia, pentru determinarea rapidităţii specifice şi turaţiei sincrone a hidrogeneratoarelor instalate în diferite hidrocentrale din întreaga lume. Rezultatele metodei aplicate sînt prezentate prin tabele şi diagrame. Studiul oferă o metodologie practică de stabilire a parametrilor principali de calcul pentru proiectanţii şi executanţii de turbine hidraulice în general şi mai ales pentru acele turbine care echipează hidrocentralele din sistemele electroenergetice interconectate.

Construcţia de maşini, 41 (1989), nr. 8, 4 fig., 6 tab., 3 ref. bibl.

CD : 621.224

Dimitriu, R. : **Méthode statistique et graphique pour déterminer la rapidité spécifique et le tour synchrone des groupes hydrogénérateurs**

L'auteur présente une méthode basée sur des formules de calcul originales, rapides et simples, appliquées à un nombre de 97 turbines Pelton, Francis, Kaplan, bulbes et hélycoidales, équipant des groupes hydroéléctriques réalisés par des companies specialisées, entre 1974 et 1988, de R.S. Roumanie, Europe, Amérique et Japon, pour la détermination de la rapidité syecifique, et du tour synchrone des groupes hydrogénérateurs instalés dans centrales hidroéléctriques du monde entier. Les résultas de l'application sont présentés dans les 7 tableaux et 4 diagrammes du contenu. L'étude offre une méthodologie pratique pour fixer les paramètres principaux de calcul pour les projétants et les constructeurs de turbines hydrauliques en general et surtout pour les turbines qui equipent des centrales hydroéléctriques dans les sistèmes éléctriques connectés.

Construcţia de maşini, 41 (1989), no. 8, 4 fig., 7 tab., 3 réf. bibl.

DC : 621.224

Dimitriu, R. : **Statistic-grafical method for determination of the specifical speed and syncronous running of hydrogenerators groups**

The author presents a proceeding based on original, quick and simple calculation formula, checked on 97 hydraulic turbines, PELTON, FRANCIS, KAPLAN, screw and tubular, equiping hydroelectrical groups, manufactured within 1974—1988, by specialized companies, in S.R. Romania, Europe, America and Japan, for establishing the specifical speed and syncronous running of hydrogenerators mounted in power plants all over the world. The results of the applied method above are presented in 11 tables and 4 diagramms. The study offers a practical methodology for calculation of main features necessary for the designers and manufacturers of hydraulic turbines in general, and for whose of the hydro-power plants working in electrically-conected systems, in special.

Construcţia de maşini, 41 (1989), no. 8, 4 figs., 7 tab., 3 bibl. paps.

CD : 621.224.2

Lupşiasca, C., Bejan, I. : **Critérium d'appreciation de la possibilité de l'apparition du tourbillon vidé dans le tube aspirateur de la turbine hydraulique**

Les phénomènes d'instabilitée dans les tubes aspirateurs, causés par la formation du tourbillon vidé en dessous la rue motrice peuvent mener à un fonctionnement instabil de la turbine aussi qu'à l'apparition des domages comme arrachement de l'ogive de la rue ou des conduites d'aération. L'étude se propose d'établir un critérium valorique qui reréflechit les corrélationes existentes dans la situation limite de transition d'un régime stabile à un régime transitoire.

Construcţia de maşini, 41 (1989), no. 8, 5 fig., 5 réf. bibl.

DK : 621.224.2

Lupşiasca, C., Bejan, I. : **Fine Kennzahl zur Beurteilung der Anfälligkeit einer Wasserturbine auf Wirbelzopferscheinungen im Saugrohr**

Instationäre Strömungen in Saugrohre bei gleichzeitigem Auftreten von Wirbelzopferscheinungen unter dem Laufrad können den Betrieb der Turbinen beeinträchtingen und Schäden hervorrufen, wie das Abreissen des Nabenkopfs oder der Belüftungsrohre. Im vorliegenden Aufsatz wird der Versuch unternommen einen Kennwert abzuleiten der das Verhältnis der beteiligten Grössen im Grenzzustand, beim Übergang von der stationären zur instationären Strömung widerspiegelt.

Construcţia de maşini, 41 (1989), Nr. 8, 5 Bild., 5 Lit.

DK : 621.224

Dimitriu, R. : **Statistisch-graphsche Methode für die Festlegung des spezifischen und synchronischen Drehzahls der Wasserkraftwerkgeneratoren**

Der Verfasser stellt ein Verfahren begründet auf eigenen, einfache und rasche Rechnungsformeln vor, durchgeprüft auf 97 Wasserturbinen Pelton, Francis, Kaplan, Schraub und Düsentyps, Ausrüstung der Wasserkraftwerken, die von spezializierten Firmen in der Zeitspanne 1974—1988 hergestellt worden sind, in S.R. Rumänien, Eupopa, America und Japan, zwecks Feststellung der spezifischen und synchronischen Drehzahls der in den ganzen Welt befindlichen Elktrogeneratoren der Wasserkraftwerken. Die Ergebnisse der angewandten Methode wurden in den 6 Tafeln und 4 Diagrammen des Inhaltes gespiegelt. Das Studium bietet eine praktische Methodologie an, für das Feststellen der Hauptparameternrechnung notwendig den Entwurfern und den Herstellernon Wasserturbinen in allgemeinen, und insbesonders für jene Wasserturbinen die arbeiten in verbundenen Elektroenergiesystemen Wasserkraftwerken.

Construcţia de maşini, 41 (1989), Nr. 8, 4 Bild., 7 Tab., 3 Lit.

ДК : 621.224.2

Лупшиаска, К., Бежан, И.: *Критерий определения возможностей появления опорожённого вихря во всасывающей трубе гидравлических турбин*

Явления неустойчивости в отсасывающих трубах в следствие образования опорожённого вихря под ротором могут привести к неустойчивой работе турбины, и также к появлению некоторых повреждений, как выдёргивание конуса ротора или воздухоотводов. Авторы предлагают критерии определения, которые отражают существующие соотношения в ограниченных состояниях перевода с устойчивого режима к неустойчивому режиму.

Construcţia de maşini, 41 (1989),
н. 8, 5 фиг., 5 лит.

ДК : 621.224

Димитриу, Р.: *Графико-статистический метод определения удельной скорости и числа синхронных оборотов гидроэлектрических генераторных агрегатов*

Метод автора основан на оригинальных расчетных, быстрых и легких формулах, проведенных на 97-ми гидравлических турбин тип Пельтон, Френсис, Каплан, которые оснащают гидроэлектрические агрегаты изготовленные в период 1974—1988 гг. различными фирмами в С.Р.Р., Европа, Америке и Японии для определения удельной скорости и числа синхронных оборотов на гидроэлектрических агрегатах установленных на электростанциях мира. Результаты метода даны в таблицах и диаграммах. Исследование представляет практический метод определения основных параметров для проектантов и строителей гидравлических турбин, которыми оснащены гидростанции в объединенных электросистемах.

Construcţia de maşini, 41 (1989),
н. 8, 4 фиг., 7 таб., 3 лит.

ATTENTION !

Les lecteurs étrangérs de la revue pourront prendre des abonaments par ROMPRESFILATELIA — sectorul export-import presă. P.O. Box. 12—201 — telex : 10376 prsfir, Bucureşti, Calea Griviţei nr. 64—66.

ВНИМАНИЕ !

Читатели иностранных стран могут абонироваться при ROMPRESFILATELIA — sectorul export-import presă. P.O. Box 12—201 — telex : 10376 prefir, Bucureşti, Calea Griviţei nr. 64—66.

ATTENTION !

Foreign readers can subscribe through ROMPRESFILATELIA — sectorul export-import presă. P.O. Box. 12—201 — telex : 10376 prsfir, Bucureşti, Calea Griviţei nr. 64—66.

ACHTUNG !

Ausländische Leser können sich abonnieren durch ROMPRESFILATELIA — sectorul export-import presă. P.O. Box 12—201 — telex : 10376 prsfir, Bucureşti, Calea Griviţei nr. 64—66.

Revista „CONSTRUCŢIA DE MAŞINI", organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini din Republica Socialistă România, Redacţia la : Oficiul de informare documentară pentru industria construcţiilor de maşini, cu sediul în Bucureşti, Calea Victoriei, 133, sector I, telefon 50.31.30 ; sau 59.71.35. Instituţiile pot achita abonamentele în contul de virament ICTCM, 30.16.7.01.01 B.N.—R.S.R., filiala sector IV sau prin mandat poştal la ICTCM, şos. Olteniţei, nr. 105, Bucureşti, sector 4, pentru revista „Construcţia de maşini". Tarif : 150 lei anual. Costul unui exemplar : 12,50 lei Index D.E.P. 41023.

Tiparul : Tipografia „Ploieşti" str. Transilvaniei, nr. 29.

CZ : 621.548 : 621.3.016.4

Agregate aeroelectrice cu turbine orizontale pentru sistemul energetic național

Acad. Ioan **ANTON**, prof. dr. ing. Francisc **GYULAI** — Institutul Politehnic „Traian Vuia" — Timișoara
Dr. ing. Antoniu **ANGHEL** — C.C.S.I.T.E.H. — Timișoara

Introducere

Cu mult înaintea declanșării crizelor energetice mondiale din anii '70, în documentele programatice ale Partidului Comunist Român este prezentă a concepție științifică privind dezvoltarea energeticii, în corelație strînsă cu industrializarea și rolul științei în rezolvarea ei în perspectivă. Se stabilește în 1965 un program de 10 ani de dezvoltare a bazei energetice prin creșterea producției de cărbune, dezvoltarea amenajărilor hidroelectrice și economisirea resurselor de hidrocarburi. În continuare, se iau măsuri pentru mecanizări în mine, foraje adînci pentru petrol și foraje în Marea Neagră, creșterea randamentelor de extragere, valorificarea șisturilor bituminoase, promovarea sursei nucleare, perfecționarea tehnologiilor pentru sursele regenerabile (soare, vînt, biomasă, energia geotermală, valorificarea deșeurilor), deci se apelează toate tipurile de resurse primare. Efortul pentru promovarea progresului tehnic în energetică pe baza cercetării științifice este prezent ca punct strategic în Programul Partidului și în toate documentele de partid ale acestor ani [1]. Literatura științifică din țara noastră reflectă preocupările temeinice declanșate de această orientare [2], [3], [4], [5], [6].

Orientări pe plan mondial și în R.S.R. în energetica vîntului

Față de prognozele pe plan mondial ale anilor '70, trei din sursele noi (geotermală, soarele și vîntul) s-au apropiat mai rapid de maturizare, în mare parte din cauza dificultăților în valorificarea unor surse clasice și a celei nucleare. Studiile recente ale Institutului Worldwatch arată că în ultimii ani, în unele țări, forța vîntului a trecut în primele rînduri ale surselor reînnoibile [7].

După incertitudinile anilor 1945—75, revenirea în actualitate a sursei eoliene se produce sub presiunea crizelor petrolului ; preocupările pornesc din țările industrializate unde presiunea crizei este mai puternică și unde se dispune de competențe științifice și tehnologice. Saltul în concepție apare ca urmare a antrenării la programe a unui număr mare de specialiști. În studiul „Energia viitorului", elaborat în S.U.A. în 1973, se citează o estimare pentru coasta de est a S.U.A. a unui potențial de $1{,}5 \cdot 10^{12}$ kWh/an și o propunere a Universității Massachusetts pentru 300.000 de agregate de vînt cu o putere instalată de aproape 200.000 MW. La consfătuirea „Wind Energy Conversion Systems" — Washington — S.U.A. — 1973, N.A.S.A. prezintă un program de identificare și de studiu al aplicațiilor pentru sursa eoliană, constînd într-un program general pe cinci ani, însoțit de un grafic de acțiune amplu, de un program de studii meteorologice și unul pentru sistemele de stocare. Urmează un șir de programe naționale și internaționale de sprinire masivă a maturizării tehnologiilor de valorificare în întreaga lume.

Deceniul al noulea al secolului ne-a surprins prin progresele rapide în domeniul agregatelor mari aero-electrice și prin apariția primelor centrale areoelectrice, a „fermelor" cu sute de agregate. Agregatele MOD 1 și MOD 2 (1980) de 2 respectiv 2,5 MW în S.U.A. GROWIAN 1 (1981) de 3 MW în R.F.G., Kamewa de 2 MW (1982) în Suedia, TWIND de 2 MW și centrala experimentală NIBE în Danemarca (1981) sînt soluții tehnice spectaculoase, dar nefinalizate încă pentru o producție de serie eficientă. Costurile și fiabilitatea ridică probleme care au dus la stagnarea tendinței de mărire a puterii unitare. Au apărut soluțiile industriale în zona puterilor mijlocii de 100—300 kW, fără a fi părăsită însă definitiv zona puterilor mai mari.

Primele centrale aeroelectrice mari, compuse din mii de agregate, au fost realizate în California — S.U.A., dovedind maturizarea industrială și comercială a noii surse. Maturizarea comercială este de fapt mai largă, publicația „Modern Power Systems" 1987 — septembrie, din Londra, prezintă o listă de circa 85 agregate comercializabile, produse de 41 firme. La centralele din California au participat, de altfel, mai multe firme europene.

În „Starea lumii — 1984" [7], Christopher Flaviu și Sanda Postel aseamănă explozia fermelor eoliene din California cu goana după aur din 1849. În anii 1981—84 au fost instalate 8469 agregate cu o putere instalată totală de peste 600 MW. Pînă în 1990 urmau să mai intre în funcțiune 8600 agregate cu putere totală de 1500 MW. Comisia pentru energie a Californiei își propune pentru 2000 o putere instalată de 4000 MW și o producție de energie de 8% din totalul energiei electrice a Californiei. Această experiență constituie un stimu-

lent puternic pentru industria turbinelor de vînt din întreaga lume.

În 1980 puterea instalată în lume era estimată la 30 MW [8]; în ultimii ani aceasta a crescut la peste 2000 MW.

În lume se găsesc, în diferite faze, numeroase proiecte, din care citãm una dintre cele mai recente: Egiptul cu sprijinul PNUD și ONUDI își propune, pe o fîșie de 250 km de-a lungul țărmului Mării Roșii, realizarea unei centrale aeroelectrice de 5000 MW pînă în anul 2005, din care primele 100 turbine pînă în 1992. Ponderea acestei surse în balanța energiei electrice a țării va ajunge la 16 %.

Eficiența economică a agregatelor mari poate fi considerată dovedită; oscilațiile părerilor unor specialiști nu mai pot întîrzia deciziile necesare pentru această direcție de acțiune.

În țara noastră, un prim studiu cadru de acest fel este întocmit de ICEMENERG, în 1976, pe baza ideilor directoare din Decretul nr. 620/73 și Legea 170/73 privind restrîngerea folosirii hidrocarburilor în scopuri energetice și înlocuirea lor treptată cu alte surse mai puțin sau deloc utilizate pînă în prezent în țara noastră.

În ultimii douăzeci de ani, în țara noastră, au fost înregistrate progrese importante în cercetarea științifică și pe calea maturizării tehnologiilor în domeniul agregatelor de putere mică pentru utilizări diverse locale. Contribuții importante au în acest domeniu colectivele de la INCREST, I.C.P.E. și mai ales Laboratorul de valorificare a energiei vîntului din Brașov, care în prezent aparține Institutului de Cercetări, Proiectări și Inginerie Tehnologică pentru Mașini și Utilaje Agricole. Un număr de 14 agregate mici au fost realizate; în parte, omologate unele au fost introduse în fabricația de serie.

În LVEV Brașov se desfășoară în paralel cercetări pentru agregate de sistem în variantă cu ax vertical, fiind pus în funcțiune recent primul agregat de 100 kW.

Programul Comitetului Național pentru Știință și Tehnologie privind agregatele echipate cu turbine cu ax orizontal destinate sistemului energetic național

Acțiunea pentru omologarea industrială a agregatelor aeroelectrice destinate sistemului energetic național, în varianta de echipare cu ax orizontal, a pornit în 1982, în cadrul unui program CNST cuprinzînd tematici de cercetare științifică, de proiectare și alte acțiuni de inginerie tehnologică. La realizarea acestui program s-a angajat Institutul Politehnic „Traian Vuia" din Timișoara, împreună cu Centrul de Cercetare Științifică și Inginerie Tehnologică pentru Echipamente Hidroenergetice din Reșița — filiala Timișoara și Întreprinderea de Construcții Metalice din Bocșa (Județul Caraș-Severin).

Principalul obiectiv al programului este pregătirea fabricației unui agregat de putere medie, destinat viitoarelor centrale aeroelectrice ale sistemului energetic național. În acest scop au fost parcurse trei etape:

a. — organizarea unor cercetări pregătitoare în laboratoare și ale unor studii pregătitoare la Institutul Politehnic și la C.C.S.I.T.E.H. din Timișoara;

b. — realizarea unor agregate de putere mică pentru modelarea la scară redusă a agregatelor mari, în scopul identificării problematicii tehnice, a componenței, al optimizării ei și al testării performanțelor;

c. — realizarea agregatului model de medie putere, montarea lui pe amplasament și testarea performanțelor.

Cercetări în laboratoare și studii pregătitoare. Cercetările privind ansamblul agregatelor, componența lor, condițiile tehnice pentru aceste tipuri de agregate, precum și cele de aerodinamică au fost realizate în Catedra de mașini hidraulice. Colaborările altor zece catedre s-au referit la vibrațiile agregatului, la dinamica acestuia, la calculul structurilor de rezistență și la tehnologia paletelor, la echiparea electrică, la sistemele de măsurare și automatizare, la protecțiile agregatului.

Un loc important în aceste studii și cercetări de laborator a ocupat tematica privind paletajul turbinei de vînt. Optimizarea contururilor aerodinamice, la nivelul exigențelor deosebite ale turbinelor de vînt moderne, a fost studiată pe calculatoare în paralel cu problematica reglării turbinelor. Structurile de rezistență, în condițiile solicitărilor complexe la regimurile de exploatare și în domeniile de protecție la viteze mari de vînt, ridică deosebite probleme de optimizare. Au fost realizate stațiuni de control pentru vibrații, pentru încărcări statice și pentru încercare la supraturare. Au fost realizate și testate mai multe seturi de palete model cu diametrul de 10 m.

La C.C.S.I.T.E.H. Timișoara, în paralel, au fost realizate studii de componență și construcție a agregatelor moderne, au fost elaborate soluții constructive și metode de calcul pentru principalele componente, și au fost analizate critic oferte ale unor firme cu experiență. Au avut loc schimburi de experiență în cadrul unor consfătuiri CAER. Cele două colective au publicat și prezentat [9], [10], [11], [12], [13] peste 80 lucrări, alături de cele ale specialiștilor din alte institute.

Agregate model de puteri mici. Trei agregate model de 30 kW cu diametrul turbinei de 10 m au fost realizate: unul la Institutul Politehnic din Timișoara, unul la Centrul de Cerce-

tare și Inginerie Tehnologică pentru Echipamente Hidroenergetice din Timișoara, viitorul proiectant al agregatelor industriale, și unul la filiala din Cluj-Napoca a I.C.S.I.T.E.E. Toate au fost echipate cu paletaje realizate la Institutul Politehnic din Timișoara cu colaborarea Întreprinderii de Vagoane din Arad.

Agregatul de laborator AAETO—L 1 (agregat aeroelectric cu turbină cu ax orizontal), botezat AEROTIM—L 1, este un grup de cercetare fiind amplasat pe clădirea Laboratorului de mecanică aplicată al Institutului Politehnic din Timișoara și conectat la rețeaua electrică locală. Este primul agregat conceput și executat la Institutul Politehnic în cadrul programului [14].

Prin realizarea acestui agregat, au fost urmărite două direcții de cercetare. Prima constă în studiul funcționării ansamblului și a sistemelor componente, în scopul optimizării componenței viitoarelor agregate industriale, A doua direcție se referă la paletajul turbinei urmărind testarea pe model a paletajelor viitoarelor agregate industriale.

În legătură cu componența agregatului, se precizează că echiparea este de tip laborator, mult mai complexă decît cea a agregatelor. industriale. Această dotare permite realizarea de cercetări variate pe toate componentele sistemului.

Agregatul de laborator a permis efectuarea unui studiu extins privind componența optimă a unui agregat de tip industrial, cu numeroase concluzii care se valorifică la proiectarea agregatelor industriale.

El poate fi utilizat în lipsa unui tunel aerodinamic adecvat pentru testarea pe model a paletajelor turbinelor de vînt cu ax orizontal, pentru compararea variantelor și îmbunătățirea pas cu pas a performanțelor acestora.

Al doilea agregat model a fost proiectat la C.C.S.I.T.E.H. Timișoara, a fost realizat în atelierele proprii de microproducție, cu colaborarea I.C.M. Bocșa, și este montat pe o platformă de testări complexe realizată în Timișoara. Este echipat cu două palete, permite funcționarea atît cu rotorul aval de stîlp cît și cu el amonte, are sisteme hidraulice de reglaj și un automat pragramabil pentru conducere. Este montat pe stîlp propriu cilindric și rezolvarea constructivă este, în general, mai apropiată de viitoarele modele industriale [15]. Cele două modele se completează reciproc ca posibilități de experimentare. Ele au permis acumularea unui mare volum de informații privind funcționarea unor astfel de sisteme energetice și au ajutat la formarea unor echipe specializate de cercetare și proiectare, fără de care abordarea problematicii tehnice a agregatelor mari nu este posibilă.

Al treilea agregat model realizat la filiala din Cluj-Napoca a I.C.S.I.T.E.E., cu paletaje puse la dispoziție de Institutul Politehnic Timișoara, a fost conceput ca agregat autonom și astfel informațiile obținute la testarea lui se valorifică pe alte căi.

Agregate model de medie putere. Institutul Politehnic din Timișoara și C.C.S.I.T.E.H. Timișoara, în urma studierii tendințelor de pe piața mondială, au propus, de comun acord, ca puterea unitară a primei generații de agregate aeroelectrice industriale să fie în jurul puterii instalate electrice de 300 kW. Acest punct de vedere a fost acceptat de C.N.S.T. și de institutele Ministerului Energiei Electrice, viitorul beneficiar al agregatelor. Diametrul a fost stabilit la 30 m, numărul de patele : 3, rotorul în poziție aval de stîlp. Echiparea agregatului s-a făcut ținînd seama de caracterul său de model-exprerimental. Astfel, are posibilități de modificare a turației în limitele permise de schema cascadei suprasincrone în circuitele rotorice ale celor două generatoare asincrone [16]. Proiectul agregatului propriuzis a fost realizat de C.C.S.I.T.E.H. [15] pe baza temei date de Institutul Politehnic Timișoara, cu avizul ICEMENERG și I.S.P.H. din M.E.E. La proiectarea structurii de susținere, a colaborat IPROTIM Timișoara. Paletajul pentru prima dotare este proiectat de Institutul Politehnic (Catedrele de mașini hidraulice și Construcții metalice). Agregatul, inclusiv stîlpul și paletele, a fost realizat de Întreprinderea de Construcții Metalice Bocșa.

În paralel cu cercetările, proiectarea și fabricația agregatului model de 300 kW, cu colaborarea IPROTIM Timișoara, I.R.E. Timișoara și Reșița, Grupul Electromontaj Timișoara, Antrepriza de construcții-montaj metalurgic Reșița și Institutul de Subingineri Reșița, a fost studiat amplasamentul SEMENIC ; au fost proiectate și executate lucrările pe amplasament inclusiv cele de legare a agregatului la sistemul energetic.

Probele în uzină și cele pe amplasament se execută cu participarea proiectantului agregatului (C.C.S.I.T.E.H Timișoara), a coordonatorului programului de cercetare (Institutul Politehnic Timișoara, Catedra de mașini hidraulice), Întreprinderea de Rețele Electrice Reșița (viitorul beneficir), Întreprinderea de Construcții Metalice Bocșa și Grupul Electromontaj Timișoara. Sîntem convinși că vor rezulta experiențe valoroase pentru toți participanții și astfel viitoarea centrală aeroelectrică SEMENIC de circa 100 MW, compusă din peste 300 agregate de această putere, va fi realizată la nivelul competitivității mondiale și în timpul cerut. De altfel, C.C.S.I.T.E.H. și I.S.P.H. au finalizat proiectele pentru următorul agregat de 300 kW (prototipul pentru serie), care se găsește în fază avansată de realizare la I.C.M. Bocșa.

În cadrul programului de cercetare și studii preliminare pentru proiectare, atît Institutul

Politehnic cît și C.C.S.I.T.E.H. au avut în vedere și faptul că, într-o perspectivă nu prea îndepărtată, poate deveni actuală și realizarea unui agregat de 1000 kW ; în consecință au fost elaborate elementele pregătitoare pentru acest agregat, în cadrul unei colaborări cu Institutul Central de Energetică prin ICEMENERG [17].

Perspective pentru etapa 2000—2010

Acceptînd metoda de calcul utilizată de R. Rădulet [6], ca „un compromis între circumspecție și imprudență" în ceea ce privește protecția mediului, rezultă că limita tehnic valorificabilă din energia cinetică a vîntului este de 0,25 W/m², ceea ce la nivel mondial duce la un potențial de 130 TW, mult mai mare decît cel hidroenergetic. Unele prognoze de valorificare pe plan mondial pentru anul 2000 prevăd o putere mijlocie de circa 1 TW [3]. Unele țări industrializate contează în 2000 pe cote de participare a energiei vîntului de peste 5% în producția de energie electrică. Cu aceste estimări, potențialul României ar rezulta la un nivel teoretic de circa 500 TWh/an. În aceste condiții un potențial amenajabil în următorii 15—20 de ani de ordinul 5—7 TWh/an, deci 2 ... 3 mil.t.cc/an, este o prognoză realistă ; acestui nivel i-ar corespunde o putere instalată electrică de circa 2000—3000 MW și o suprafață amenajată pentru centrale aeroelectrice de circa 100—150 km².

Aceste condiții pot fi asigurate relativ ușor în zonele montane și pe litoralul Mării Negre. Terenul acoperit de rețeaua de agregate nu este extras de la alte valorificări, distanța între agregate fiind de 150—200 m, în cazul agregatului de 300 kW, și de 300 ... 350 m, în cazul agregatului de 1000 kW.

Considerînd puterea instalată de 2000—3000 MW în agregate echivalente de 300 kW, în ipoteza de mai sus, ar trebui fabricate în 15—20 de ani între 7000 și 10000 agregate echivalente. Evident că o parte din această putere ar urma să fie acoperită de alte tipuri și de alte puteri inclusiv puteri mici.

O centrală aeroelectrică amenajată este o zonă în care din rezervorul de energie electrică al atmosferei terestre se extrage mai multă putere decît cea mijlocie regenerată de soare. Aceste concentrări de valorificare depind de regimul local al vîntului și de calitatea tehnologiei de valorificare. Turbinele eoliene cu acțiune utilizate azi, în punctul lor optim de funcționare, sînt capabile să valorifice sub formă electrică doar circa o treime din puterea cinetică a tubului de curent asociat turbinei. Rămîne în continuare un obiectiv al cercetării științifice realizarea de agregate cu capacitate mărită de valorificare, aceasta pentru a utiliza mai intens aria la sol alocată unei centrale aeroelectrice și pentru a asigura competitivitatea cu piața mondială.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Nicolae Ceaușescu :* „Raport la Conferința Națională a Partidului Comunist Român, Editura Politică București, 1987.

[2] x x x : Academia R.S.R. Seria „Probleme globale ale omenirii" (Coord. M. Malița) vol. „Energia în următoarele trei decenii (Coord. C. Mihăileanu), Ed. Acad. R.S.R., București, 1979.

[3] x x x : Academia R.S.R., Academia de științe sociale și politice „Știința și contemporaneitatea" Lucrările sesiunii științifice din 22.02.1980, Ed. Politică, București, 1980.

[4] *Ursu, I. :* Seria „Știința modernă și energia", vol. 1 Investigații în domeniul energiei", Ed. Dacia, Cluj-Napoca, 1982.

[5] *Malița, M. :* „Cronica anului 2000", Ed. Politică, București, 1975.

[6] x x x : Energy and Physics : Proc. of the Third General Conf. on the European Physical Society 9—12 Sept. 1975, Bucharest, România, Edit. Academiei R.S.R., 1976.

[7] *Lester, R. Brown :* „Probleme globale ale omenirii", Ed. tehnică, 1988.

[8] *Nițu, V.I. :* „Principiile fundamentale ale proiectării politicilor energetice", Ed. Academiei R.S.R., 1984.

[9] x x x : Sub redacția Acad. I. Anton „Conferința de mașini hidraulice și hidrodinamică" vol. 5, Agregate aeroelectrice Timișoara, 18—19 oct. 1985.

[10] x x x : C.C.S.I.T.E.H. — Timișoara, 20 de ani de cercetare proiectare echipamente hidromecanice, vol. 1 și vol. 2 — Timișoara, 1986.

[11] x x x : Sesiunea jubiliară ICEMENERG „25 de ani de cercetare tehnico-științifică în slujba independenței energetice a României", București, 27—28, septembrie, 1985.

[12] x x x : Conferința Națională de Energetică — București, 27—29, oct. 1988 — Secția 4 — Energii regenerabile.

[13] *Anton, I., Gyulai, F., Albu, C. :* „Studii de optimizare a construcției agregatelor aeroelectrice echipate cu turbine de vînt cu ax orizontal" (în limba rusă). Consfătuirea CAER „Conversia energiei vîntului" Poiana Brașov, 19—24, oct. 1987.

[14] *Albu, C., Suciu, E., Broștean, L., :* „Concepția de ansamblu a agregatului de laborator cu turbină de vînt cu ax orizontal", Conf. de mașini hidraulice și hidrodinamică Timișoara, 1985, vol. 5, Agregate aeroelectrice, p. 9.

[15] *Anghel, A., Ghițulescu, C., Marinca, B., Raicov-Popa, N. :* „Agregate aeroelectrice cu ax orizontal de 30 și 300 kW racordabile la sistemul energetic național, parametrii funcționali și soluții constructive" Conf. de mașini hidr. și hidrodinamică, Timișoara, 1985, vol. 5, Agregate aeroelectrice, p. 17.

[16] *Budișan, N., Teleagă, P. :* „Studiul unor variante de echipare pentru sistemul automat de conversie a energiei mecanice a aeroagregatelor în energie electrică cu generator asincron în cascadă suprasincronă" în volumul „Douăzeci de ani de cercetare-proiectare de echipamente hidromecanice — vol. II", C.C.S.I.T.E.H. Tișoara, 1986.

[17] *Anton, I., Voicu, Gh., Gyulai, F., Albu, C. :* „Concepția grupului aerogenerator de 1000 kW — obiectiv tehnic de vîrf în energetica surselor neconvenționale" Energetica nr. 5 „100 de ani de energetică românească" vol. XXXIII—1985, p. 194—200.

CZ : 621.548 : 621.3.016.4

Agregate aeroelectrice orizontale de puteri 5-300 kw racordabile la sistemul energetic național și consumatori izolați

Dr. ing. Antoniu **ANGHEL**, ing. Constantin **GHIȚULESCU**, ing. Nicolae **RAICOV-POPA**, ing. Mihai **NICODIM**, ing. C. **VERGILIU**, ing. D. **GUȚĂ**, ing. D. **ROMAN** — C.C.S.I.T.E.H. — Timișoara

Introducere

În cadrul programului de valorificare a energiei vîntului, program coordonat de către Consiliul Național pentru Știință și Tehnologie și Ministerul Energiei Electrice, C.C.S.I.T.E.H. Timișoara desfășoară din anul 1982 cercetări în domeniul agregatelor aeroelectrice cu ax orizontal, vizînd pregătirea omologării viitoarelor agregate industriale.

Pentru prima etapă — cercetările au fost orientate în sensul realizării de modele experimentale în gama de puteri 5—300 kW, urmărind testarea pe aceste modele a soluțiilor pentru viitoarele agregate industriale.

În acest sens, pînă în prezent, s-au realizat : un model de 30 kW montat în amplasament Timișoara, un model de 5 kW pentru amplasament Moravița, destinat consumatorilor izolați, și un model de 300 kW în fază de montaj pe amplasament Semenic. În paralel cu activitatea de cercetare, utilizînd o parte din rezultatele obținute, s-au demarat lucrările de proiectare pentru prototipurile industriale de 5-7 kW — consumatori izolați ; 30 kW — racordat la rețea ; 50 kW — racordat la rețea și consumatori izolați ; 300 kW — racordat la la rețea, agregat în stadiu de fabricație la I.C.M. Bocșa. Conform stadiilor de realizare, cele două agregate de 300 kW (model experimental și pilot industrial), destinate amplasamentului Semenic, urmează să fie puse în funcțiune în anul 1990.

Principalele soluții constructive și funcționale

În componența unui agregat aeroelectric cu ax orizontal intră rotorul cu paletele, care pot să fie fixate sau reglate, sistemul de transmitere a puterii rotorului eolian, în care intră arborele și multiplicatorul, mașina electrică, instalația electrică de forță și comandă, sistemele de protecție, traductori de măsură a mărimilor primare rezultate din vînt (viteza și direcția vîntului), sistemele de conducere.

Diagrama de funcționare a unui agregat aeroelectric este prezentată în figura 1.

Principalele componente ale unui agregat aeroelectric, de care depinde soluția de ansamblu sînt rotorul, în special paletele, și mașina electrică.

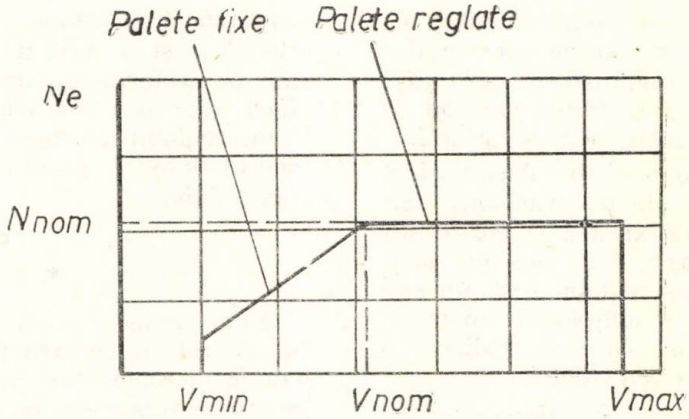


Fig. 1

Caracteristica putere — viteza vîntului, pentru o turație constantă a rotorului, este de forma celei din figura 2.

Deversarea puterii peste valoarea nominală se poate realiza fie prin reglarea unghiului paletelor, fie prin aerodinamica paletei (în acest caz rotorul este cu palete fixe).

Soluția de echipare cu palete fixe conduce la un rotor, respectiv agregat, mult simplificat, atît pe partea mecanică, cît și pe cea de comandă și automatizare, față de agregatul echipat cu palete reglabile. Rezultă, de aici, importanța paletei în construcția agregatului aeroelectric.

Avînd în vedere implicațiile rotorului cu pasul fix sau reglabil asupra soluțiilor construc-

tive și funcționale ale agregatelar aeroelectrice, în construcția acestora se pune desigur problema alegerii soluției pentru rotor : rotor cu palete fixe sau reglabile.

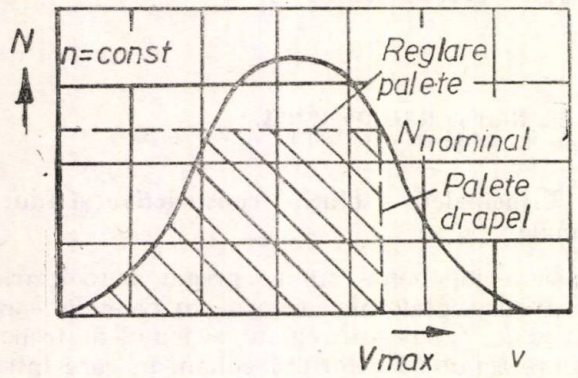


Fig. 2

Din motive de simplificare și cost, aproape toate sistemele de conversie a energiei vîntului utilizează generatoare asincrone.

Față de viteza vîntului, care fluctuează mereu, turația generatorului este constantă, aceasta fiind dictată de frecvența rețelei. Deoarece turația este constantă, este evident că, funcție de viteza vîntului, unghiul sub care curentul atacă paleta este variabil continuu.

S-a stabilit, teoretic și experimental, că eficiența cea mai mare se obține într-un domeniu foarte îngust de unghiuri de atac, fapt ce explică necesitatea unghiului variabil de așezare al paletei, deci rotor cu pas variabil.

Același rezultat se poate obține dacă variem turația rotorului (în loc de pas variabil), dar, după cum se știe, complexitatea și costul soluției sînt mult mai mari, mai ales în cazul agregatelor mari. Un pas reglabil cere un sistem de acționare sigură și simplă, cu un minimum de întreținere, dar care să realizeze o poziționare rapidă și exactă a paletei.

Avantajele energetice și funcționale adăugate agregatului de către pasul variabil față de cel fix, sînt următoarele :

a) — Unghiul de atac al paletei este întotdeauna optim energetic la orice viteză a vîntului, față de cel fix care este optim doar pentru o anumită valoare a vitezei vîntului.

b) — Unghiul reglabil are avantajul la pornire ; o mașină cu pas reglabil pornește la valori mai mici ale vitezei vîntului, iar randamentul poate fi atins într-o gamă mai largă de viteze. O paletă fixă poate fi astfel montată, încît să se atingă randamentul maxim la valori ale vitezei vîntului mult mai mici, dar atunci viteza de pornire este mare. Rezultă, de aici, necesitatea unui montaj de compromis privind valoarea unghiului de instalare în cazul rotorului cu pas fix, acesta fiind impus în primul rînd din considerente de pornire.

c) — În general, un agregat, avînd rotorul cu pas fix, pornește la o valoare a vitezei vîntului mai mare față de viteza la care agregatul încă ar produce putere. Acest fapt, aproape ilogic, este pus pe seama unui unghi neoptim de instalare al paletei, situație ce nu apare în cazul pasului reglabil. Majoritatea agregatelor, avînd rotorul cu pas fix, au un unghi de instalare optim energetic la mijlocul curbei putere-vînt, de obicei, acolo unde rezultă media vitezei vîntului. Rezultatul acestui compromis este diminuarea randamentului la capătul inferior și superior al curbei de putere.

La vîrful curbei de putere, pasul reglabil are un avantaj distinct, prin aceea că poate regla putere maximă prin schimbarea continuă a pasului paletei, în condiții energetice mult mai avantajoase.

Reglarea puterii maxime, în cazul agregatului cu pas fix, are la bază aerodinamica paletei ; factorul care reglează puterea maximă rezultă din efectul turbulenței, cauzat de desprinderi ale curentului ; rezultă, deci pentru aceasta unghiuri de incidență mari.

d) — Un alt avantaj major al unghiului reglabil este acela că, în funcționare, rotorul include și efectele aerodinamice rezultate din umiditate, densitatea aerului, temperatură, altitudine și o serie de alți factori ce pot influența performanța aerodinamică a rotorului, efecte care pot fi ajustate prin pasul reglabil. Pasul reglabil conduce întotdeauna la randamentul maxim posibil pentru niște circumstanțe date.

*
* *

Experiența pe plan mondial dobîndită pînă în prezent în construcția și exploatarea agregatelor aeroelectrice arată că, datorită complexității suplimentare, cu efecte importante și asupra agregatului în ansamblu, pe care o introduce pasul variabil, aplicarea acestei soluții este mai puțin utilizată la agregate cu puteri unitare mai mici de 150 kW. Beneficiul de eficiență pe partea energetică, la aceste puteri, este anulat de costul pentru realizarea și întreținerea agregatelor în exploatare. Pentru agregate cu puteri unitare mai mari de 150 kW, pasul variabil, pe baza experienței dobîndite pînă în prezent, se pare că este singura soluție.

Soluții adoptate pentru realizarea de agregate, modele experimentale și agregate industriale

Pentru cuprinderea gamei de puteri 5—300 kW, utilizînd experiența pe plan mondial și în baza considerentelor prezentate în para-

grafele anterioare, au fost concepute, realizate, montate sau puse în funcțiune agregate de puteri unitare 5, 30 și 300 kW.

Soluțiile adoptate pentru aceste agregate au fost astfel concepute, încît să permită definitivarea soluțiilor pentru viitoarele agregate industriale în această gamă de puteri. Principalii parametri constructivi și funcționali sînt prezentați în tabelul 1.

Agregat pilot industrial 5 kW. Agregatul este conceput să furnizeze energie electrică consumatorilor izolați.

Tensiunea debitată — 24 V c.c. la 4 kW și 220 V c.a. la 1 kW, cu posibilitatea măririi puterii la 200 V în detrimentul puterii de 24 V, prin mărirea puterii convertizorului de 1 kW. Caracteristicile principale ale agregatului rezultă din tabelul 1.

Paletele agregatului sînt fixe, reglajul puterii se realizează prin modificarea excitației generatorului și autoplafonarea puterii captate de rotor. Protecția agregatului la supraturare este asigurată de o frînă — declanșată centrifugal. Componența agregatului apare în figura 3. Agregatul este condus conform schemei bloc (fig. 4), funcție de turația generatorului electric.

Tabel Nr 1* Parametrii agregatelor

PARAMETRII CONSTRUCTIVI / TIP AGREGAT AEROELECTRIC	PILOT INDUSTRIAL 5 KW	MODEL EXPERIMENTAL 30 KW	MODEL EXPERIMENTAL 300 KW	PILOT INDUSTRIAL 300 KW
ROTOR				
Diametru (m)	5	10	30	30
Turație rotor (rot/min)	250	128	50	50
Număr pale	3	2	3	3
Poziție rotor față de stîlp	Amonte	Amonte/Aval	Aval	Amonte
Reglarea puterii	Aerodinamica palelor	Reglaj unghi pale	Reglaj unghi pale	Reglaj unghi pale
PALA				
Profile	NACA	NACA	NACA	NACA
Unghi de instalare	fix	reglabil	reglabil	reglabil
Material	Rășină armată	oțel	oțel	Rășină armată
TRANSMISIE MECANICA				
Tip multiplicator	planetar	planetar	cilindric	cilindric
Raport de transmisie	13	16	31	31
GENERATOR				
Tip	Sincron autoexcitație	asincron	asincron	asincron
Putere (KW)	5 7	18,5	55/275	375
Turație (rot/min)	740 4300	1500	1000/1500	1500
Regim de funcționare	sincron	suprasincron debitare prin stator și rotor	suprasincron debitare prin stator și rotor	suprasincron debitare prin stator
Tensiune (v)	24/220	220/380	380/660	380/660
SISTEM DE ORIENTARE				
Tip	ampenaj	activ	activ	activ
Viteza de rotație a nacelei grd/s	variabilă	0,25	0,31	0,31
SISTEM DE CONDUCERE				
Tip	logică cu relee	automat programabil	calculator	logica cu relee
Acționări	electromagnetice	electromagnetice electrohidraulice	electromagnetice electrohidraulice	electromagnetice
PERFORMANTE				
Putere (KW)	5	30	300	300
Viteza vînt minima de pornire (m/s)	3	3,5	4	3,5
Viteza vînt maximă de funcționare (m/s)	25	28	32	25
Viteza vînt de dimensionare (m/s)	60	63	80	80

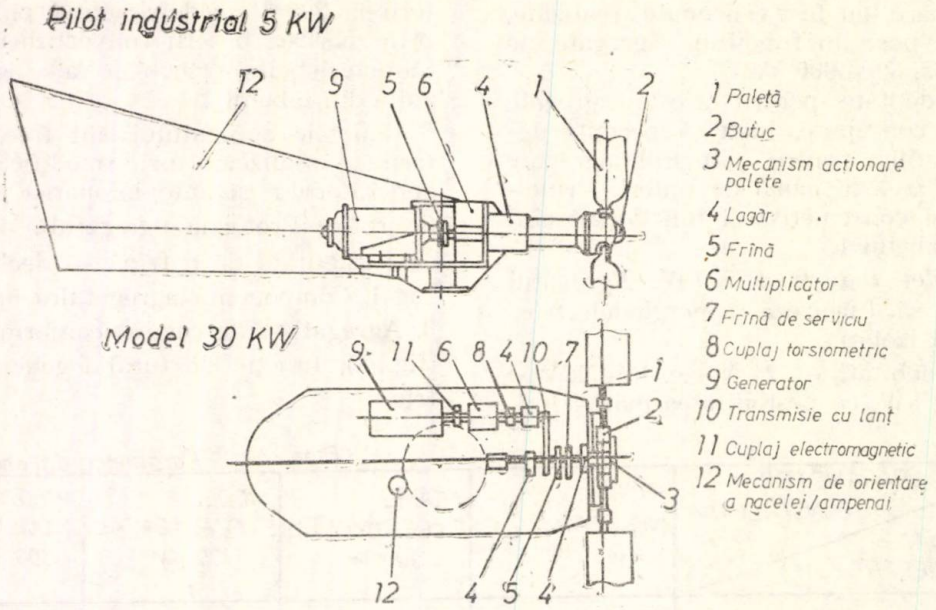


Fig. 3

Agregatul este montat în amplasamentul Moravița-Timiș.

Agregat model experimental 30 kW. Agregatul este conceput să debiteze energie în rețea, parametrii fiind conform tabelului 1.

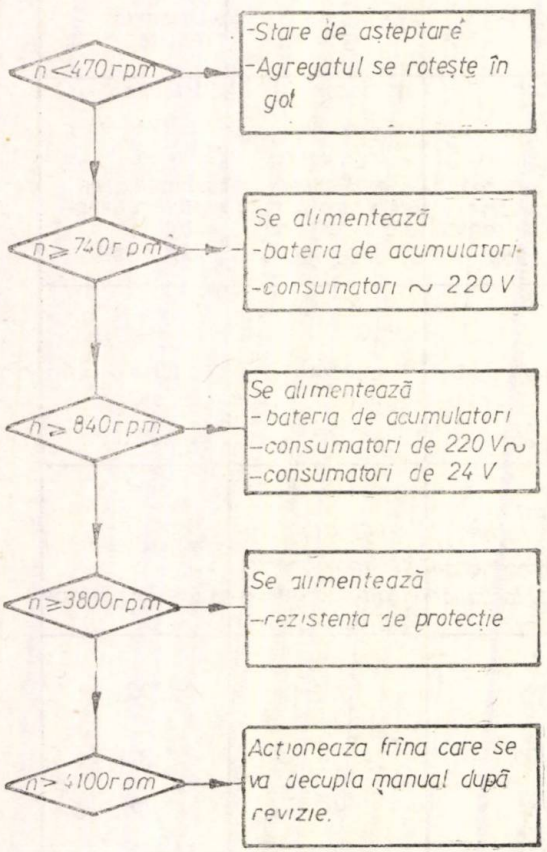


Fig. 4 Schema de funcționare agregat 5 kW.

Rotorul, echipat cu două palete reglabile, poate fi amplasat amonte sau aval față de stîlpul de susținere. Paletele sînt reglate cu o instalație electrohidraulică, prin intermediul unei tije

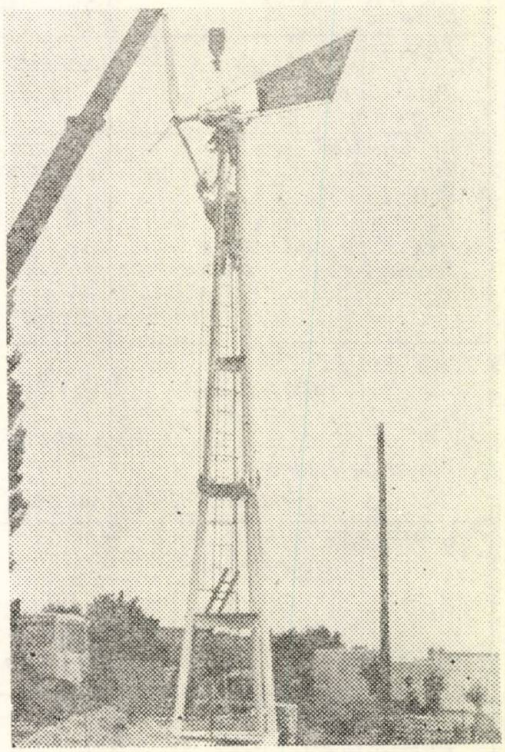


Fig. 5 Agregat 5 kW — amplasament Moravița.

ce antrenează paletele. Transmisia mecanică este compusă din lagăre, frînă, multiplicator, cuplaj electromagnetic, transmisie cu lanț, generator sincron (fig. 3).

Generatorul și instalația electrică aferentă sînt astfel concepute încît să permită funcționarea în regim suprasincron, atît cu debitare prin stator și rotor, cît și cu debitare prin stator.

Agregatul este condus conform schemei-bloc (fig. 6) de un automat programabil.

Agregat model experimental 300 kW. Este un agregat conceput să debiteze energie în rețea cu două generatoare în regim suprasincron, avînd parametrii din tabelul 1.

Agregatul cu rotorul în aval de stîlp este echipat cu 3 palete reglabile acționate de un mecanism electromecanic. Transmisia mecani-

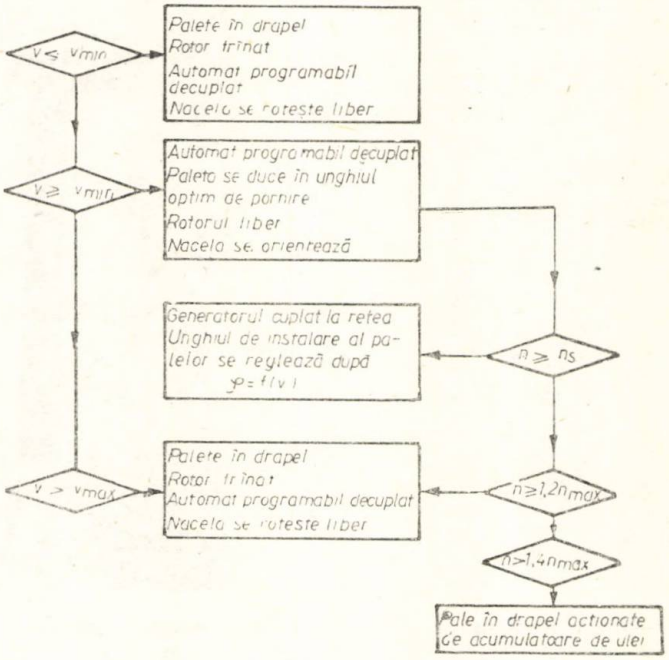


Fig. 6 Schema de funcționare model 30 kW.

Automatul programabil prelucrează informațiile primite de la traductoare și dă comenzile necesare conducerii agregatului.

La o viteză medie a vîntului mai mică decît viteza minimă de funcționare, agregatul se găsește în stare de așteptare, cu paletele în drapel, rotorul frînat, automatul programabil decuplat și nacela liberă în vînt.

Cînd viteza medie atinge viteza minimă de funcționare, agregatul se orientează, rotorul se eliberează, automatul programabil este cuplat, iar la atingerea turației de sincronism, generatorul este cuplat la rețea. Unghiul de instalare al paletelor este reglat după o curbă determinată experimental. Depășirea vitezei vîntului de funcționare va avea ca efect aducerea agregatului în stare de așteptare.

Agregatul este protejat la supraturare cu ajutorul frînelor și prin aducerea paletelor în poziție drapel de către mecanismul hidraulic de acționare a paletelor.

Agregatul se află în fază de montaj și funcționare pe amplasament Timișoara (fig. 7 și 8).

că se compune din : multiplicator frînă serviciu și de avarie, transmisie prin curele, lagăre și cuplaje (fig. 9).

Transmisia prin curele asigură antrenarea generatorului de putere mică (55 kW), care va funcționa la viteze ale vîntului la limita inferioară a domeniului de variație a vitezei vîntului.

Cele două generatoare ale agregatului debitează energie, atît prin stator, cît și prin rotor. Agregatul este condus de un calculator de proces, conform schemei bloc din figura 10, în următoarele regimuri : manual, revizie și automat. Pornirea și oprirea agregatului este comandată de calculatorul de proces, funcție de viteza vîntului.

Tot viteza vîntului este aceea care determină funcționarea unuia din cele două generatoare. Unghiul de instalare al paletelor este reglat după o curbă $\varphi = f(v)$ determinată experimental. Protecția agregatului este realizată prin acțiunea frînei de avarie capabilă să frîneze dublul momentului nominal.

Aspecte de fabricație și montaj pe amplasament Semenic se observă în figurile 11 și 12.

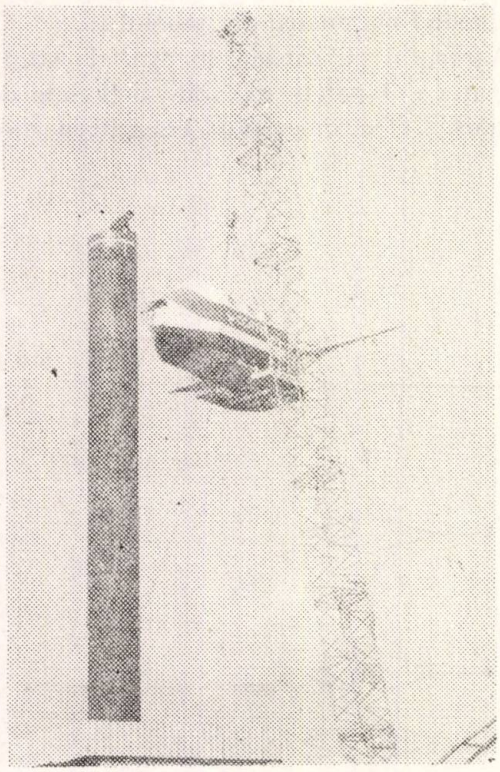


Fig. 7 Agregat 30 kW — fază de montaj.

risticile principale fiind prezentate în tabelul 1. Rotorul este echipat cu 3 palete reglabile și

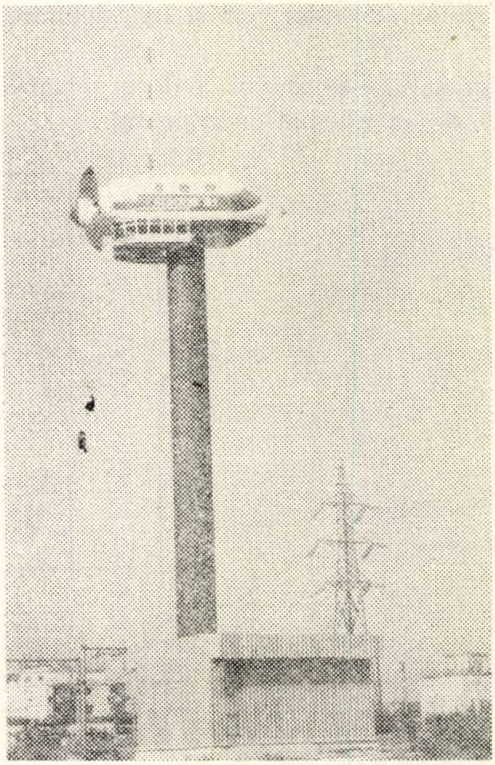


Fig. 8 Agregat 30 kW — amplasament Timișoara.

Agregatul pilot industrial 300 kW. Agregatul este destinat racordării la sistemul energetic național, amplasament Semenic, caracte- se cuplează la transmisia mecanică alcătuită din multiplicator, generator, frînă, cuplaje și lagăre (fig. 9).

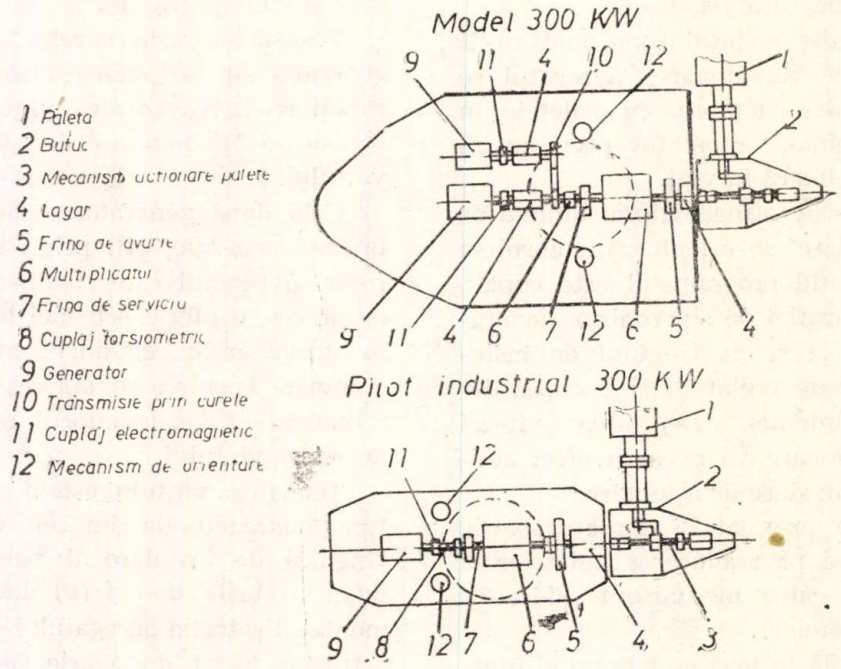


Fig. 9

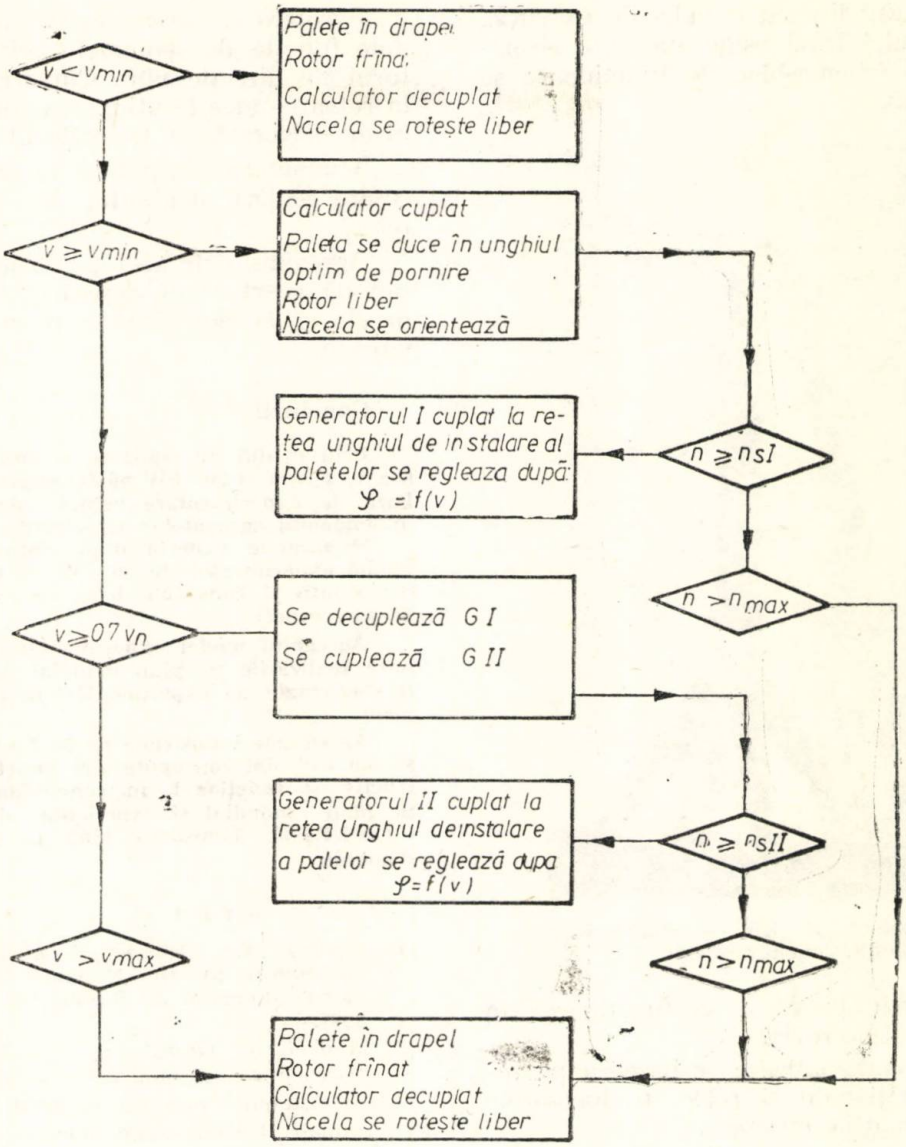


Fig. 10 Schema de funcționare model 300 kW.

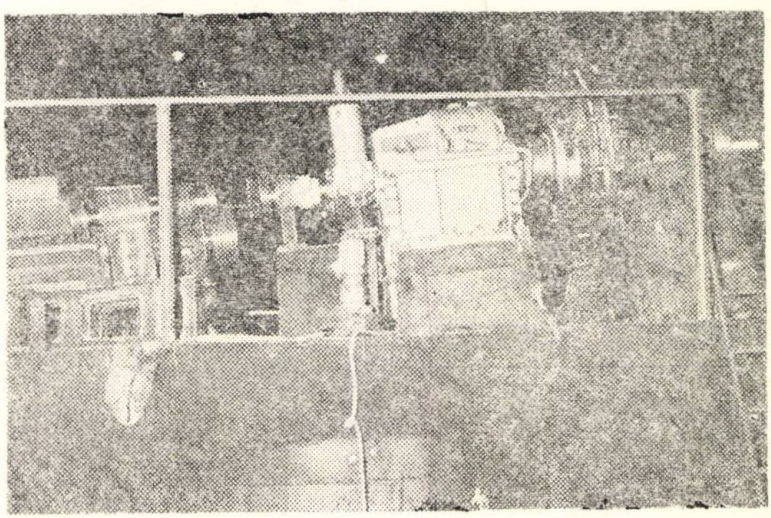


Fig. 11 Agregat model 300 kW — montaj și probe în uzină.

Frîna este tip disc cu cilindri de execuție, presiunea de ulei fiind asigurată de o gospodărie proprie. Schema-bloc de funcționare se află în figura 13.

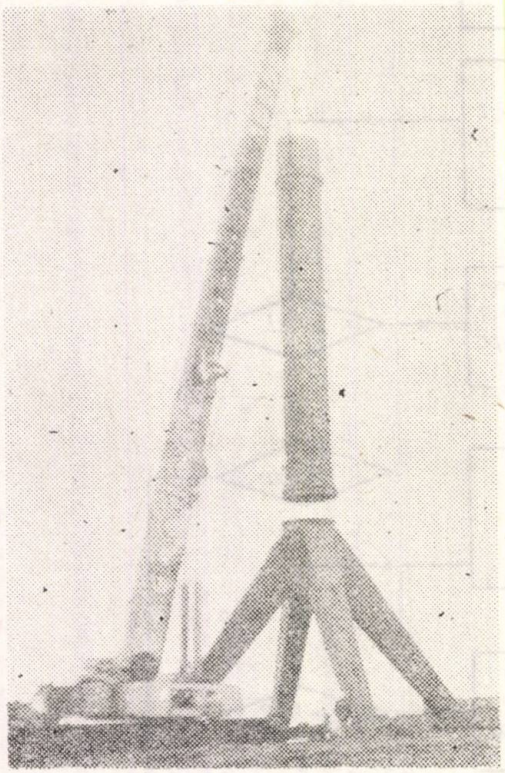


Fig. 12 Agregat model 300 kW — montaj stîlp de susținere amplasament Semenic.

Agregatul este prevăzut să funcționeze în regim automat și de revizie.

Schema de automatizare se bazează pe regulatoare bipoziționale și relee, traductoarele asigurînd informațiile necesare.

Pornirea și oprirea agregatului sînt comandate funcție de semnalele primite de traductorul de direcție vînt. Cuplarea generatorului la rețea se face la atingerea turației de sincronism măsurată de traductorul de turație.

Traductorul de putere va da semnalele necesare reglării unghiului de instalare al paletelor.

Agregatul este protejat la ambalare, suprasarcină, scurtcircuit, depășirea temperaturii din nacelă și la depășirea unui nivel maxim de vibrații.

Concluzii

Prin modul de realizare și dotare, agregatele de 5 kW, 30 kW și 300 kW model experimental constituie baza de experimentare pentru asigurarea concepției în domeniul agregatelor aeroelectrice cu ax orizontal.

Rezultatele experimentale obținute pe agregatul model experimental de 30 kW au confirmat o parte din soluții și constituie baza de trecere la agregate de puteri mari.

Agregatul model experimental de 300 kW are la bază realizările pe plan mondial, soluțiile urmînd a fi confirmate de experimentări în uzină și amplasament.

Agregatele industriale de 5—7 kW, 30 kW, 50 kW și 300 kW sînt concepute, din punct de vedere constructiv și funcțional, în concordanță cu tendințele pe plan mondial și experiența dobîndită de către C.C.S.I.T.E.H. Timișoara pînă în prezent în acest domeniu.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Anghel, A.:* Horizontal Axis Electrical Wind Generators for the National Energy System — Revue Roumain de Science et Technique, no. 1, 1987.

[2] *Anghel, A., Ghițulescu, C.:* Agregate aeroelectrice cu ax orizontal de 30 și 300 kW racordabile la sistemul energetic național, parametrii funcționali și soluții constructive — 20 de ani de

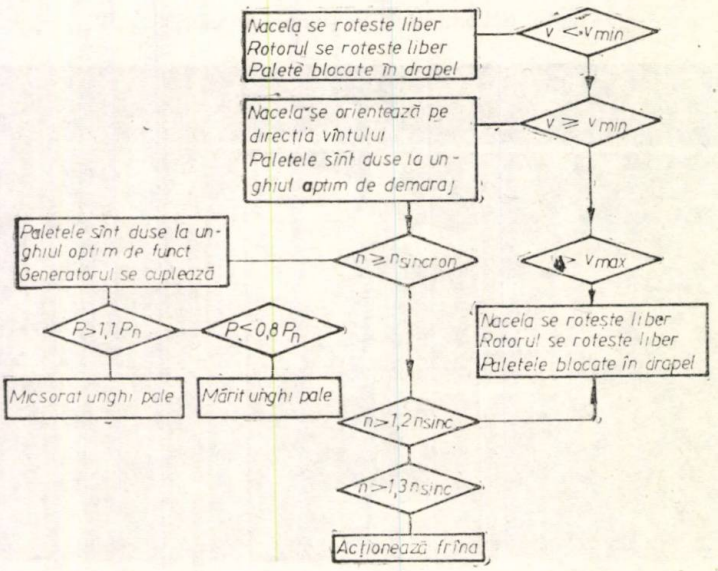


Fig. 13 Schema de funcționare agregat 300 kW — pilot industrial.

cercetare, proiectare echipamente hidromecanice — C.C.S.I.T.E.H. Timişoara, 1986.
[2] *Anghel, A., Ghiţulescu, C., Marinca, B., Raicov-Popa, N.:* Agregate aeroelectrice cu ax orizontal de 30 şi 300 kW racordabile la sistemul energetic naţional, parametrii funcţionali şi soluţii constructive — 20 de ani de cercetare, proiectare echipamente hidromecanice — C.C.S.I.T.E.H. Timişoara, 1985.
[3] *Gourières, D.:* Énergie éolienne — Ed. Eyrolles, Paris, 1980.
[4] *Lipman, N.H.:* Autonomus Wind-Diesel System for Remote Applications — Wind Engineering, vol. 12, no. 3, 1988.
[5] x x x: Wind Master — U.S.A. — California, 1987.
[6] *Law, H., Cooper, B.I.:* Power Control Systems for the Orkney Wind Turbine Generators — G.E.C.
[7] *Anghel, A. şi colaboratorii:* Lucrări de cercetare şi inginerie tehnologică în domeniul agregatelor aeroelectrice 5 kW, 30 kW şi 300 kW. Uz intern — C.C.S.I.T.E.H. Timişoara, 1984—1988.

CZ : 621.548 : 621.3.016.4

Determinarea pe model a caracteristicilor turbinei pentru agregatul experimental de 300 kw

Ing. Lazăr **BROŞTEAN**, ing. Emilian **SUCIU**, ing. Ionel **BACIU** — Institutul Politehnic „Traian Vuia" — Timişoara

Introducere

Agregatul model industrial de 300 kW, realizat în cadrul programului C.N.S.T., este echipat în prima dotare cu un prim tip de palete proiectate de catedra de maşini hidraulice şi de catedra de construcţii metalice [1], [2]. Acest tip de palete a fost codificat în proiecte cu OPSM—7.

Paleta a fost proiectată pentru următoarele date principale :

număr caracteristic : $\lambda = 7$;
diametru : 30 m ;
turaţie nominală : 50 rot/min ;
număr de palete : 3 ;
unghiuri de instalare : — butuc : 8° ;
— la periferie : 0° ;
coarda — la butuc : 1740 mm ;
coarda — la periferie : 500 mm ;
masa paletei în construcţie metalică : 1350 kg ;
puterea maximă la arbore : 350 kW ;
funcţionarea : cu reglaj de palete.

Pentru acest paletaj a fost realizat un model la scara 1 :3 în atelierul Catedrei de construcţii metalice, care a fost încercat pe agregatul de laborator AAETO—L 1.

Principalele caracteristici tehnice ale agregatului AAETO—L 1

Agregatul de laborator AAETO—L 1 a fost construit în scopul testării performanţelor variantelor de palete pentru turbine de vînt, cu ax orizontal, în condiţii naturale. În figura 1 este schiţat agregatul pe amplasament, clădirea laboratorului de mecanică aplicată a Facultăţii de mecanică.

Din figură rezultă cota de amplasare a axului turbinei faţă de sol, 35 m ; concepţia agregatului aparţine Catedrei de maşini hidraulice [1].

Posibilitatea investigării complete a unui rotor de turbină de vînt este asigurată de

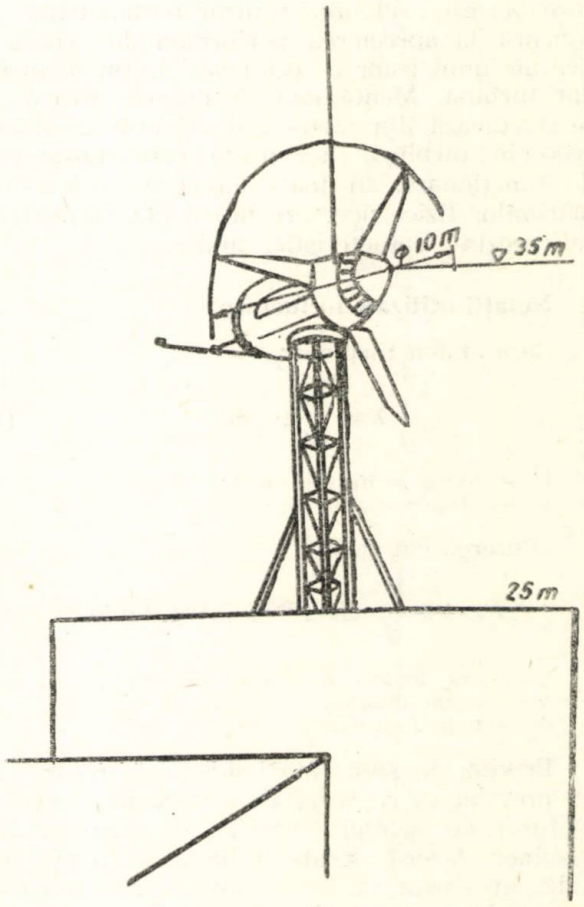


Fig. 1 Schiţa agregatului AAETO—L 1 pe amplasament.

următoarele caracteristici tehnice principale ale agregatului de laborator :

— diametrul rotorului : — $D = 10$ m ;

— puterea nominală : — $P = 30$ kW ;
— plaja de viteze pe care turbina poate funcționa : — $v = 3{,}5$-20 m/s ;
— orientarea turbinei după direcția vîntului : — mecanism special de tip electromecanic ;
— reglarea poziției paletelor rotorice : — cu mecanism special de tip electromecanic ;
— menținerea rotorului turbinei la o turație dorită : — prin cuplarea generatorului electric în paralel cu rețeaua de distribuție.

Agregatul este dotat cu traductoare de măsură avînd semnale de ieșire 0—10 V. c.c., care permit evaluarea tuturor parametrilor ce concură la aprecierea performanțelor energetice ale unui rotor ce echipează la un moment dat turbina. Menționăm că puterea mecanică se calculează din momentul măsurat direct la arborele turbinei, la turația corespunzătoare de funcționare. În toată gama de valori ale mărimilor fizice necesare în calcule, traductoarele prezintă caracteristici liniare.

Notații utilizate în lucrare

Rapiditatea turbinei :

$$\lambda = \frac{U}{V}, \text{ unde} \qquad (1)$$

U — viteza periferică, [m/s] ;
V — viteza vîntului, [m/s].

Puterea cinetică :

$$P_c = \rho \cdot \frac{V^3}{2} \cdot S_b \cdot 10^{-3}, \text{ [kW], unde :} \qquad (2)$$

ρ — este densitatea aerului în [kg/m^3] ;
V — viteza absolută a vîntului, [m/s] ;
S_b — suprafața baleiată de rotor, [m^2].

Privitor la suprafața baleiată de rotor este de precizat că reprezintă aria discului circular măturat de paletele rotorice în jurul axului turbinei. Aceasta poate fi luată și ca mărime netă, în sensul că se elimină zona inactivă ocupată de butucul rotorului.

Densitatea aerului se calculează cu relația :

(3)

$$\rho = 0{,}3484 \frac{p}{273 + t} - 0{,}132 \frac{\varphi p_s}{273 + t}, \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

unde :

p — presiunea atmosferică, [mbar] ;
t — temperatura aerului, [°C] ;
p_s — presiunea de saturație, [mbar[;
φ — umiditatea relativă a aerului.

Puterea mecanică :

$$P_m = M_t \omega \cdot 10^{-3}, \text{ [kW] unde :} \qquad (4)$$

M_t — momentul la arborele turbinei, [N/m] ;
ω — viteza unghiulară a rotorului, [s^{-1}].

Puterea mecanică reprezintă partea din puterea cinetică absorbită pe care turbina a reușit să o transforme în putere utilă la arborele turbinei.

Coeficientul de putere C_p :

$$C_p = \frac{P_m}{P_c} \qquad (5)$$

Coeficientul de moment :

$$C_m = \frac{M_t}{\rho \frac{v^2}{2} \cdot R \cdot S_b} \qquad (6)$$

unde mărimile M_t, S_b ρ și v au semnificațiile prezentate anterior, iar R reprezintă raza suprafeței baleiate de rotor.

Cei doi coeficienți C_M și C_P sînt legați prin relația :

$$C_M = \frac{1}{\lambda} C_p \qquad (7)$$

Curbele caracteristice adimensionale ale turbinei de vînt sînt :

$$C_p = C_p(\lambda); \quad C_M = C_M(\lambda)$$

Din aceasta pot fi deduse curbe caracteristice de exploatare :

$$M_t = M_t(n, v); \quad P_m = P_m(n, v)$$

Pentru determinarea curbelor caracteristice precizate au fost utilizate următoarele regimuri de încercare :

— **regim de ambalare,** cînd turbina este decuplată de la rețea, disiparea energiei făcîndu-se în principal prin învingerea frecărilor din lanțul cinematic dintre rotor și generator. Încercarea în acest regim urmărește determinarea dependenței $n = n\ (v)$, adică modificarea turației în funcție de viteza vîntului, pentru diferite poziții unghiulare ale paletelor rotorice. Acest mod de încercare permite și obținerea de informații asupra protecției la ambalare a turbinei ce urmează a fi echipată cu setul de palete model încercat sau cu unul geometric similar ;

— **regim de încercare cu rotor blocat,** cînd se pot pune în evidență valorile momentului

aerodinamic de pornire a rotorului, viteza vîntului la care acesta începe să se rotească, la diferite valori ale unghiului de instalare al paletelor rotorice ;

— **regim de încercare în sarcină,** în care turbina se cuplează prin intermediul generatorului la rețea, debitînd energie electrică. În-

unde U_{TG} reprezintă tensiunea furnizată de tahogenerator în [V c.c.].

Măsurarea poziției paletelor rotorice în raport cu axa turbinei (fig. 2) se realizează cu ajutorul unui traductor rezistiv care asigură următoarea dependență liniară

$$\Delta\beta = 89{,}1327 - 9{,}7189\ U_p \qquad (10)$$

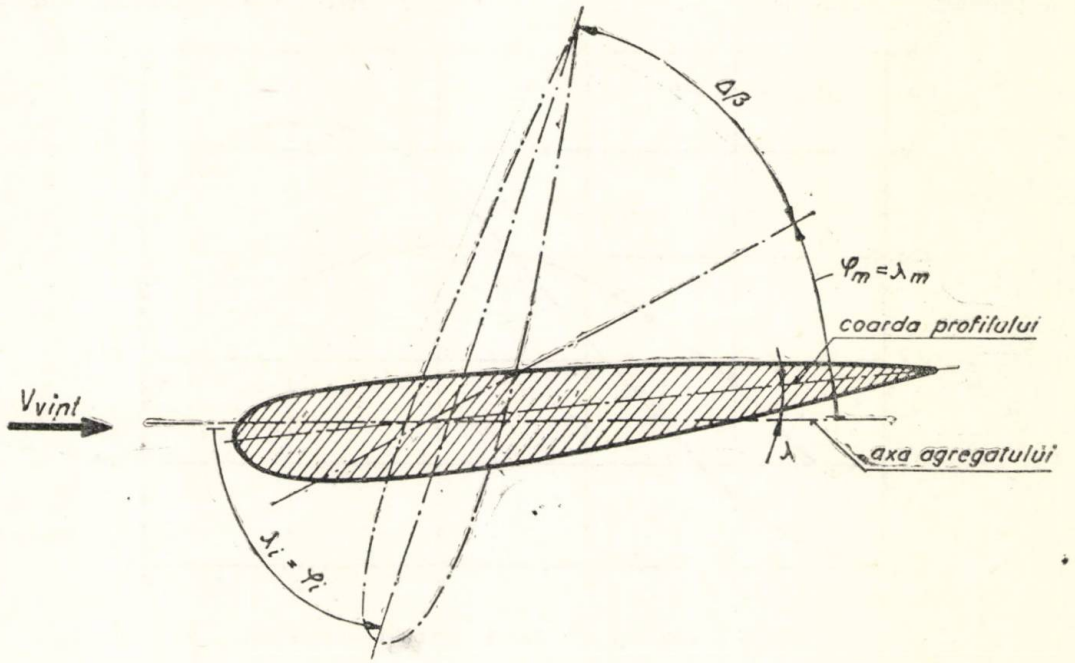


Fig. 2 Definirea poziției paletei rotorice.

cercările în sarcină sînt încercări de bază pentru un rotor echipat cu un set de palete și permit construirea curbelor caracteristice adimensionale $C_p = C_p(\lambda)$ și $C_M = C_M(\lambda)$.

Parametrii măsurați și curbe de etalonare ale traductoarelor de măsură

În vederea măsurării momentului M_T la arborele turbinei, agregatul de laborator a fost conceput astfel încît parametrul esențial în evaluarea performanțelor energetice să poată fi preluat direct la arborele turbinei. În acest scop, între arborele turbinei și elementele cinematice care asigură cuplarea cu generatorul, este montat un arc de torsiune a cărui deformație unghiulară este proporțională cu momentul. Semnalul de ieșire din traductorul de moment este o tensiune U_M cu domeniul 0—10 V c.c.

Ecuația traductorului de formă liniară este :

$$M_t = 630\ U_M - 403{,}2,\ [\text{N.m.}] \qquad (8)$$

Pentru măsurarea turației la arborele turbinei este folosit un tahogenerator de curent continuu. Dependența liniară a turației în funcție de tensiune este dată de relația

$$n_T = 14{,}285\ U_{TG}\ [\text{rot/min}], \qquad (9)$$

unde U_p este tensiunea de ieșire a traductorului, 0—10 [V c.c.].

Viteza vîntului se măsoară cu anemometru cu cupe avînd semnal de ieșire tensiune 0—10 V c.c. Relația de dependență, liniară, a vitezei vîntului funcție de tensiunea de ieșire a traductorului este :

$$V = 0{,}00289 + 4{,}8744\ U_v\ [\text{m/s}] \qquad (11)$$

Metodologia de încercare și achiziționare a datelor

Instalarea diverselor regimuri de încercare este legată de următorii parametri : turația turbinei, poziția paletelor rotorice și viteza vîntului. Dintre acestea ultimul este aleator, dependent de mișcările momentane ale maselor de aer, în condiții atmosferice existente la un moment dat în zona amplasamentului. Turația turbinei se modifică în trepte de valori pînă la turația nominală. Pentru parametrul „poziție palete rotorice" s-au luat în considerare (fig. 2) abateri $\Delta\beta$, în raport cu poziția nominală, între 10° și 2° cu pas de 2°, iar în continuare cu pas de 1°.

Parametrii măsurați au fost citiți și stocați automat cu ajutorul unei interfețe de concepție proprie a Catedrei de mașini hidraulice.

Prelucrarea datelor

Avînd în vedere caracterul pronunțat aleator al vitezei vîntului, s-a adoptat următoarea metodă de prelucrare a datelor :

— eliminarea regimurilor înregistrate pentru poziții momentane ale axei turbinei ce depășesc 15° față de direcția vîntului ;

— luarea în considerare a regimurilor mediate din cel puțin zece măsurări.

Datele măsurate, rămase după prelucrările preliminare de mai sus, sînt luate în considerare la determinarea caracteristicilor energetice.

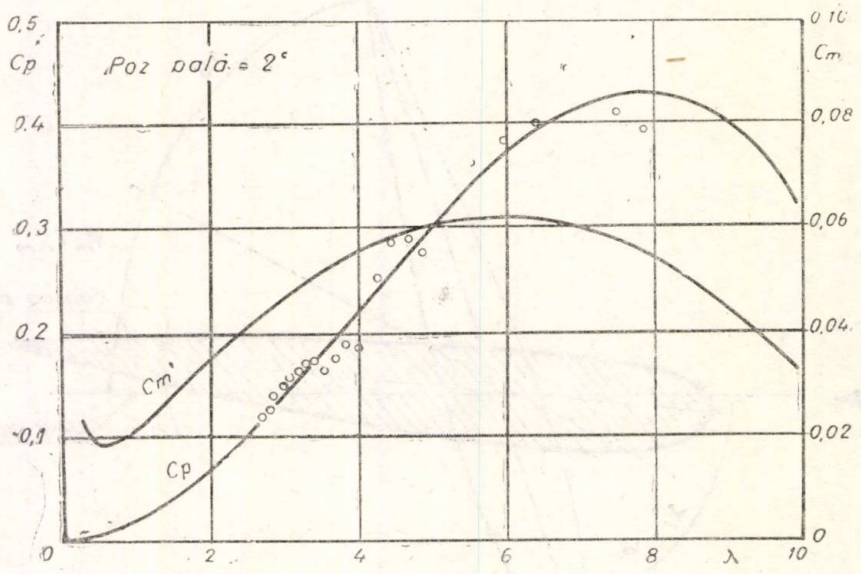


Fig. 3 Curba $C_p = C_p(\lambda)$ și curba C_M asociată.

— eliminarea regimurilor în care turbina devine consumator de energie mecanică, generatorul electric trecînd în regim de motor, din cauza scăderii vitezei vîntului, sub valoarea minimă necesară pentru a acoperi cel puțin pierderile în lanțul cinematic și generator. În aceste regimuri traductorul de moment nu este activ ;

Medierea parametrilor (viteză, moment, turație, putere electrică) s-a făcut pe intervale de viteză de 0,25 m/s, 0,5 m/s și 1 m/s. S-a ajuns la concluzia că pasul de 0,5 m/s corespunde din punct de vedere al numărului minim de măsurări mediate și al gradului de împrăștiere al punctelor pe care urmează a fi trasate curbele caracteristice.

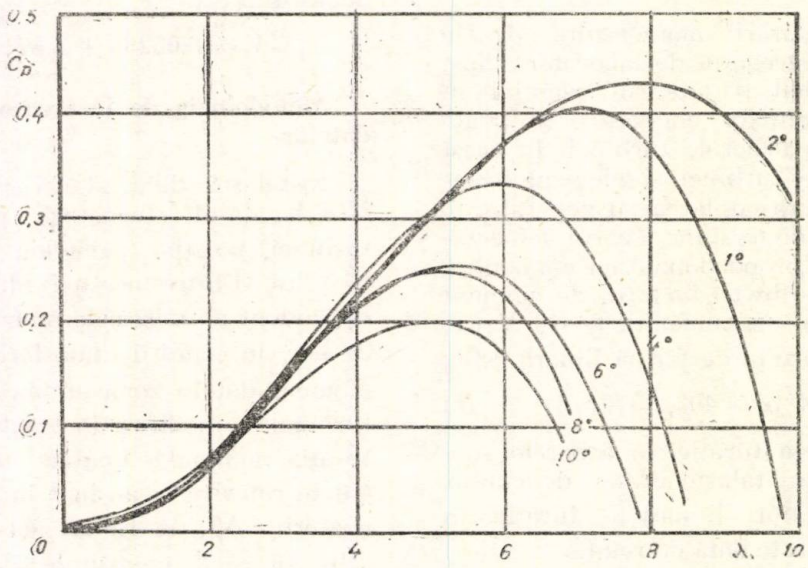


Fig. 4 Curbe universale C_p .

Calculul mărimilor pentru curbele caracteristice s-a făcut apoi pentru fiecare punct mediat la pasul de viteză de 0,5 m/s.

Aproximarea curbelor $C_p = C_p(\lambda)$ se efectuează printr-o regresie polinomială, polinomul avînd gradul trei sau patru după caz.

În figura 3 se prezintă, pentru poziția paletei $\Delta\beta = 2°$, curba caracteristică $C_p = C_p(\lambda)$, precum și punctele care au fost obținute pentru aproximare.

Se constată că numărul punctelor pentru trasarea curbei este peste 20 și că acestea sînt „strînse" suficient de mult în jurul curbei de aproximare.

Preluarea datelor s-a făcut automatizat, cu ajutorul unui calculator TIM-S, pentru care au fost întocmite programe speciale. În acest fel, fiecare curbă caracteristică a fost dedusă dintr-un număr de șase sute la o mie de regimuri de funcționare înregistrate.

Transpunerea rezultatelor la scara turbinei industriale

Importanța curbelor adimensionale $C_p(\lambda)$, $C_M(\lambda)$ constă în faptul că acestea pot fi utilizate la aprecierea performanțelor unei turbine de vînt similare geometric cu modelul încercat. Ca urmare, este posibil a transpune rezultatele de la model la mașina industrială, cu relații de calcul adecvate, avînd din universală pentru fiecare λ, deci pentru fiecare viteză dată a vîntului, în ipoteza că turația este constantă, valorile C_p și C_M.

Pentru turbina SEMENIC de caracteristici $D = 30$ m, diametrul rotorului, $n = 50$ rot/min, turație nominală și echipată cu un rotor cu palete similare din punct de vedere geometric cu paletele folosite la încercările experimentale prezentate în lucrare, s-au trasat curbele $P = P(v)$, avînd ca parametru turația turbinei (fig. 6).

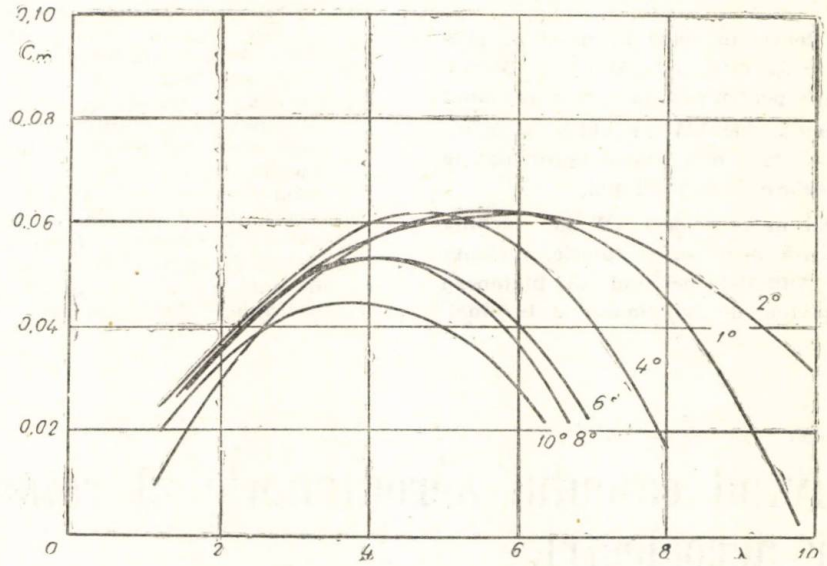


Fig. 5 Curbe universale C_M.

Curbe caracteristice adimensionale ale setului de palete model

Pentru definitivarea prelucrării datelor, fiecărei curbe $C_p = C_p(\lambda)$, de tipul celei din figura 3, i s-a asociat curba $C_M = C_M(\lambda)$ dedusă analitic din prima.

Universala setului de palete model se obține prin prezentarea într-o diagramă sinoptică în figura 4 a tuturor curbelor $C_p = C_p(\lambda)$, avînd parametru poziția paletelor rotorice. În figura 5 se poate vedea diagrama sinoptică $C_M = C_M(\lambda)$ asociată la aceleași valori ale parametrului poziție paletă, $\Delta\beta$.

Concluzii

Din universala prezentată în figura 4 se constată că valoarea maximă a coeficientului de putere C_p se obține pentru poziția $\Delta\beta = 2°$, deci o abatere foarte mică față de unghiul de așezare luat în considerare la calculul aerodinamic. Coeficientul vitezei specifice, λ, pentru care $C_p = C_{p\,max}$ la $\Delta\beta = 2°$ are valoarea 7,5 față de $\lambda = 7$, valoarea de proiectare.

În ce privește valoarea maximă a lui C_p, $C_{p\,max} = 0{,}428$, o considerăm bună, comparabilă fiind cu coeficienții maximi obținuți de firme străine pentru turbine de vînt cu ax orizontal.

Precizăm că, avînd în vedere faptul că randamentul unei turbine industriale este superior randamentului turbinei model, în curbele din figura 6 nu s-a ținut cont de efectul de scară.

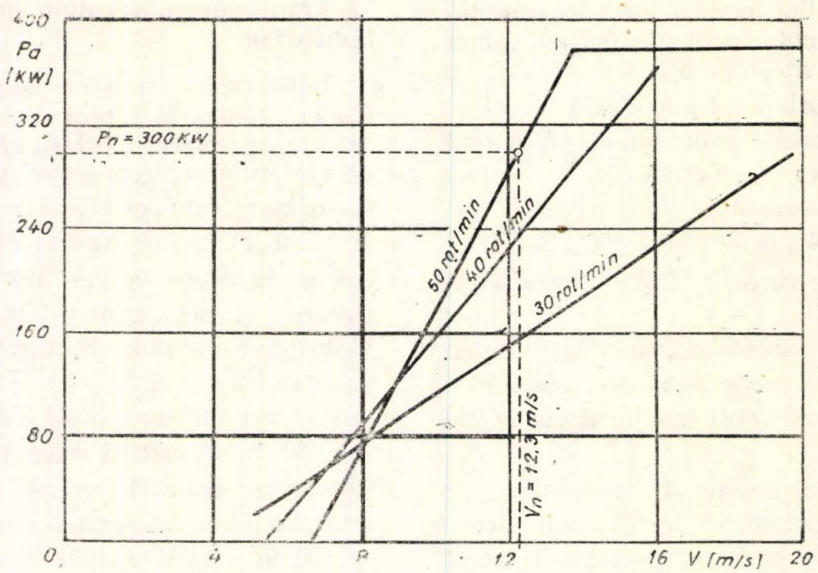


Fig. 6 Caracteristica $P = P\ (n,\ v)$ pentru turbina Semenic.

Analizînd curbele de putere la turbine industriale, se poate constata :

— turbina poate debita în rețea începînd de la o viteză a vîntului $V = 6{,}8$ m/s, la turația $n = 50$ rot/min și la $V = 5{,}25$ m/s pentru turația $n = 40$ rot/min.;

— puterea nominală, 300 kW, se obține la o viteză a vîntului $V = 12{,}3$ m/s foarte apropiată de cea de calcul de proiectare, $V = 11{,}22$ m/s.

Plafonarea puterii la $P = 380$ kW la turbina SEMENIC se efectuează prin reglaj rotoric, varianta de palete analizată OPSM-7 neștiind să plafoneze puterea la viteza maximă de funcționare a turbinei.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Popa, O.:* „Asupra dimensionării paletelor de rotoare eoliene" în Conferința de mașini hidraulice și hidrodinamică, vol. 5, Agregate aeroelectrice, Timișoara, 18—19 oct. 1985, p. 57.

[2] *Carabă, I., Munteanu, I., Botici, Al., Dubină, D.:* „Asupra unor soluții de alcătuire și metodă de calcul al paletelor cu rotor de 20 și 30 m diametru" în Conf. de mașini hidraulice și hidrodinamică, vol. 5, Agregate aeroelectrice, Timișoara, 18—19 oct. 1985, p. 167.

[3] *Albu, C., Suciu, E., Broștean, L.:* „Concepția de ansamblu a agregatului de laborator cu turbină de vînt cu ax orizontal" Conferința de mașini hidraulice, Timișoara, 1985.

CZ : 533 : 621.548 : 621.3.016.4

Ipoteze privind calculul aerodinamic al rotorilor agregatelor aeroelectrice

Dr. ing. Antoniu **ANGHEL**, ing. O. **BEBEȘELEA** — C.C.S.I.T.E.H. — Timișoara

Introducere

În momentul de față, tendința generală în construcția rotoarelor de turbină eoliană constă în realizarea unor agregate cu performanțe energetice ridicate avînd posibilitatea menținerii în limite relativ strînse a puterii furnizate. Această orientare în concepția agregatelor aeroelectrice conduce la obținerea unor indici tehnico-economici superiori la nivel de dimensionare, echipare și posibilitate de exploatare, cu randament maxim la viteza medie multianuală caracteristică amplasamentului. În consecință, soluția optimă constă în echiparea agregatelor aeroelectrice cu rotoare avînd palete fixe, cu caracteristica putere-vînt plafonată la viteze ale vîntului mai mari decît viteza nominală de calcul.

Calculul aerodinamic

Schema de calcul al rotorului se bazează pe teoria de conversie a energiei cinetice a curentului de aer în energie mecanică și putere, folosind forța directă a curentului ce trece prin rotor, și pe teoria de aripă portantă. Această metodă de calcul are avantajul în utilitatea ei practică prin folosirea rezultatelor obținute prin încercări de laborator și a caracteristicilor aerodinamice ale profilelor utilizate încercate în

tuneluri aerodinamice. Problema de dimensionare aerodinamică a unui rotor, bazată pe aceste teorii, se rezumă la :

— determinarea suprafeței portante necesare paletei ;

— definirea profilelor aerodinamice și poziția lor în raport cu direcția curentului de aer ;

— corelarea și optimizarea suprafeței portante cu parametrii aerodinamici ai profilelor utilizate, în scopul obținerii caracteristicii putere-vînt preconizate.

Ipotezele de calcul admise la determinarea parametrilor globali, ce caracterizează curentul de aer amonte și aval de planul vertical de amplasare a rotorului, sînt în conformitate cu teoria momentului lui Betz [1] și cu cercetările experimentale privind sondarea cîmpului de viteză ale lui Sabinin [2]. Această teorie curentul de aer prin încetinirea acestuia și recuperarea energiei cinetice ce curge pe suprafața baleiată de rotor în unitatea de timp poate fi exprimată matematic prin relația $P = C_p \cdot \varphi/2 \cdot V_\infty^3 \pi R^2$ unde C_p reprezintă coeficientul utilizării energiei vîntului. Pentru majoritatea agregatelor aeroelectrice din exploatare cu ax orizontal, avînd rapiditatea cuprinsă între $\lambda = 5 \div 7$, valoarea lui C_p determinat este cuprinsă între 0,4 și 0,5.

În cazul unui rotor ideal, avînd cîmpul de viteze la intrare neperturbat și avînd un număr de pale $i = \infty$, $C_{p\,max}$ are valoarea 0,592 determinată analitic, admițînd un coeficient de interferență $K_v = 0{,}333 \div 0{,}414$, fundamentat pe baza relațiilor din [1] și [2]. Abaterea de la $C_{p\,max}$ teoretic se datorează pierderilor rotaționale și de intrare pe elementul de pală.

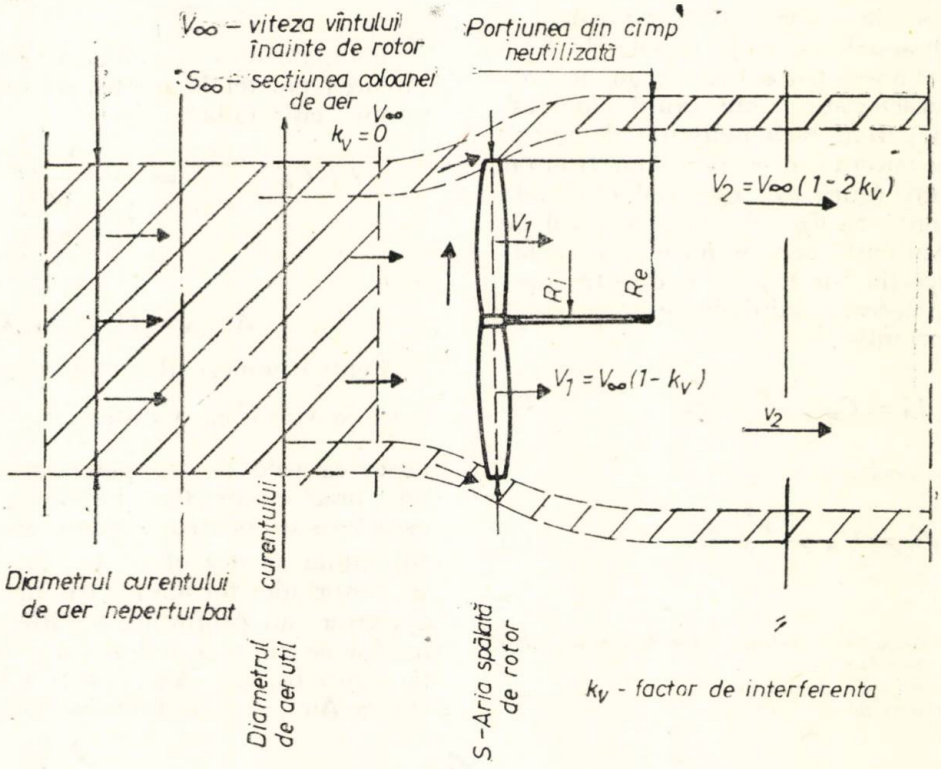


Fig. 1 Variația vitezei V_∞ și amonte și aval de planul rotorului.

se bazează pe observația că o coloană solenoidală de aer de viteză V_∞ ce ajunge în planul rotorului este deccelerată simultan cu extinderea frontierelor laterale în conformitate cu figura 1.

Se consideră că viteza curentului de aer cuprins în cîmpul solenoidal de diametru util este încetinită și reducerea vitezei V_∞ la rotorul turbinei este exprimată prin factorul de interferență K_v. Analiza momentului axial arată că factorul K_v, aval de rotorul turbinei, este mărit la 2 K_v. Puterea obținută de la

Efectul prerotației curentului la intrarea și ieșirea de pe profilul aerodinamic al paletei se exprimă analitic în funcție de interferența K_v și rapiditatea turbinei λ.

Plecînd de la transferul maxim de energie ce are loc în planul rotorului, calculul de dimensionare aerodinamică a unui rotor este dependent de parametrii :

D_e — diametrul exterior al rotorului ;

i — numărul de pale ;

λ — rapiditatea turbinei ;

V_∞ — viteza nominală a vîntului ;
ρ — densitatea aerului ;
D_t — diametrul butucului ;
P_n — puterea nominală a rotorului ;
n — turația nominală a rotorului.

Această interdependență se exprimă prin relațiile :

$$P = C_p \, \rho \cdot \frac{v_\infty^3}{8} \cdot \pi D_e^2 \tag{1}$$

$$\lambda = \frac{U_{max}}{v_\infty} = \frac{\pi \cdot n}{60} \cdot \frac{D_e}{v_\infty} \tag{2}$$

unde U_{max} este viteza periferică maximă.

Determinarea suprafeței portante se bazează pe teoria de aripă portantă, prin care se consideră că paleta este de anvergură finită, iar secțiunea ei la diferite raze de calcul r este un profil aerodinamic cu coarda de lungime finită l. Parametrii aerodinamici ai profilului sînt caracteristici unui profil singular, dispus într-un curent plan nelimitat de viteză w_∞. Acțiunea curentului asupra unui tronson din pală de anvergură d_r este reductibilă la o forță rezultantă de d_R aplicată în centrul de împingere. Rezultanta acestor forțe se descompune după direcția lui w_∞ și o direcție perpendiculară pe aceasta obținîndu-se :

— forța portantă :

$$d_A = C_a \cdot \rho \cdot \frac{w_\infty^2}{2} \, l \, d_r \tag{3}$$

— forța de rezistență :

$$d_W = C_w \, \rho \cdot \frac{w_\infty^2}{2} \, l \, d_r \tag{4}$$

unde :

d_r — este lungimea rodială aferentă unei secțiuni de calcul ;
C_a — coeficient de portanță ;
C_W — coeficient de rezistență.

Raportul $\frac{C_w}{C_a} = \operatorname{tg} \theta$ (5)

determină finețea profilului. Coeficienții C_a, C_w, și tg θ sînt adimensionali, iar valoarea lor este dependentă de unghiul de incidență α format de w_∞ și coarda geometrică a profilului.

Forța portantă d_A este dependentă de circulația Γ care se formează în jurul profilului, ca o consecință directă determinată de modificarea spectrelor liniilor de curent ale curgerii aerului pe extradosul și intradosul profilului.

În figura 2 este ilustrat spectrul liniilor de curent la modificarea vitezei vîntului ($v_\infty > v_{calc}$) în condiția în care unghiul de instalare a profilului β_i rămîne constant. Unghiul de incidență α are valoarea :

$$\alpha = \beta_\infty - \beta_i \tag{7}$$

Pentru viteza de calcul a vîntului V_∞, încărcarea paletei la o rază de calcul (r) se determină cu relația :

$$i \cdot l \cdot C_a = \frac{2\Gamma}{w_\infty} = \frac{2}{1 - \frac{\operatorname{tg} \theta}{\operatorname{tg} \beta_\infty}} \cdot \frac{\Delta w_{\infty u}}{w_\infty} \tag{8}$$

unde :

$$\Delta w_{\infty u} = f(v_\infty, k_v, \lambda)$$

Pentru numere Reynolds (R_e) corespunzătoare la viteze ale vîntului $v_\infty = 3 \div 15 \ \frac{m}{s}$, mișcarea este de tip potențial, iar stratul limită practic inexistent. La viteza $v_\infty > 15$ m/s, caracteristic pentru numere $R_e > (R_{e_D})$, stratul limită se dezvoltă, la un moment dat se desprinde formînd vîrtejurile din spatele și extradosul profilului. Modificarea spectrului liniilor de cîmp se datorează creșterii vitezelor pe extrados cu Δw_∞, încît viteza reală este $w_\infty + \Delta w_\infty$; pe intrados viteza este deter-

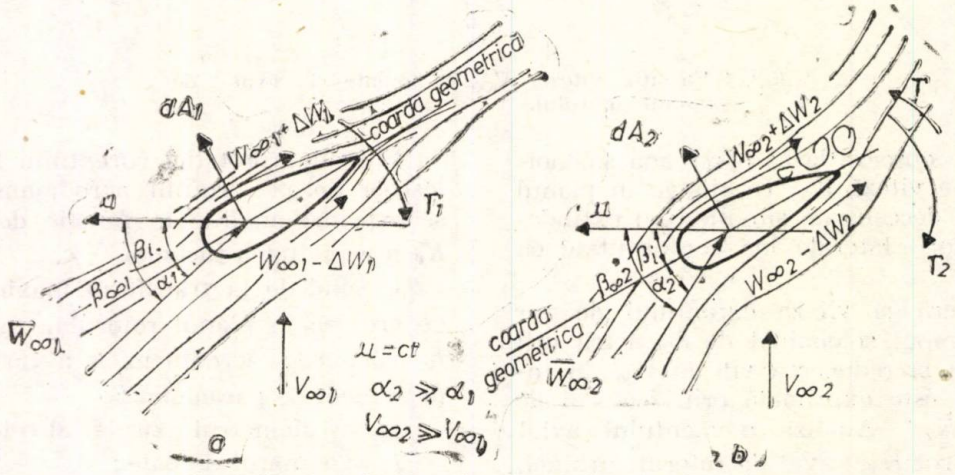


Fig. 2 Spectrul liniilor de curent funcție de viteza vîntului V_∞.

minată ia o valoare $w_\infty - \Delta w_\infty$. Asimetria vitezelor atrage după sine creșterea sau diminuarea circulației Γ în jurul profilului, deci a forței portante d_A. Unghiul de incidență α, la care apare desprinderea stratului limită, are o importanță foarte mare.

Forma și poziția aripii portante în raport cu viteza de calcul W_∞ determină suprafața portantă a paletei pentru parametrii de proiectare. Din punct de vedere al scurgerii prin rotorul turbinei, mișcarea generată de circulația formată în jurul axei rezultante a circu-

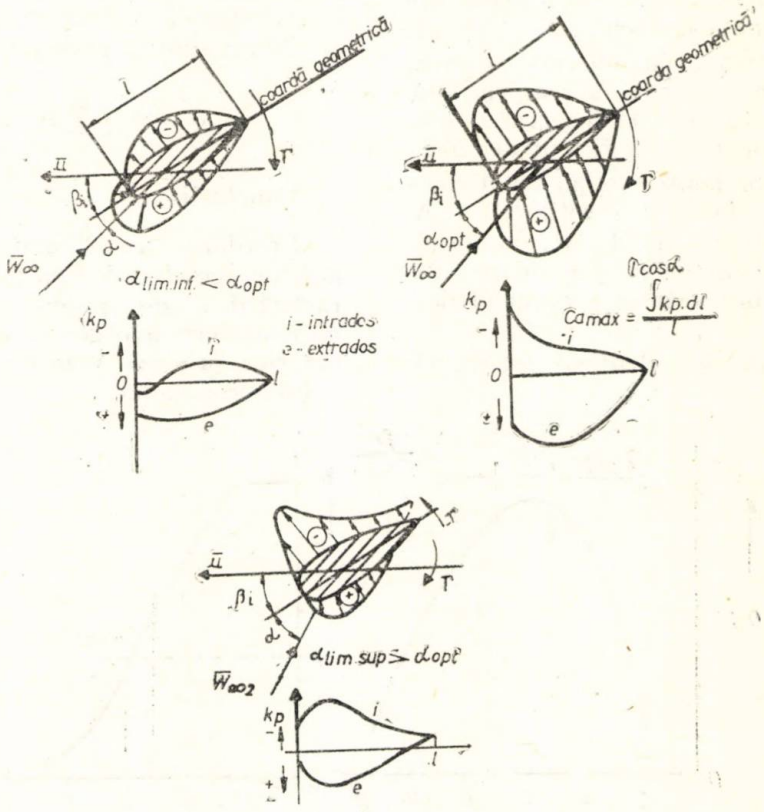


Fig. 3 Variația coeficientului de presiune k_p funcție de unghiul de incidență α.

Distribuția gradienților de presiune pe frontiera profilului este exprimată prin coeficientul unitar de presiune k_p

$$k_p = \frac{P_s - P}{\rho \cdot \frac{w_\infty^2}{2}} \tag{9}$$

unde p_s — presiunea pe suprafața profilului aerodinamic. Analitic coeficientul de protecție C_a este dependent de k_p prin relația :

$$C_a = \frac{\int_0^{l\cos\alpha} k_p \, dl}{l} \tag{10}$$

Diagrama de repartiție a coeficientului de presiune k_p este o caracteristică a fiecărui profil, pentru fiecare rază de calcul d_r. În figura 3 sînt prezentate situațiile limită ale variației coeficientului k_p, funcție de unghiul de incidență, comparativ cu distribuția lui k_p pentru α_{opt}.

lației Γ a fiecărui profil este cea care caracterizează transmisia de energie a curentului de viteză v_∞.

Pe baza acestor ipoteze referitoare la spectrul cîmpului de viteză și repartiția presiunilor pe profil, determinarea vitezei de calcul w_∞ și a unghiului β_∞ se exprimă prin formulele care țin seama de deformația curentului și analitic funcție de k_v și λ.

$$w_\infty = (1 - k_v) v_\infty \cdot \tag{11}$$

$$\cdot \sqrt{1 + \frac{\lambda \left(\frac{r}{R}\right)^2}{4(1-k_v)^2} \left(1 + \sqrt{1 + \frac{4k_v(1-k_v)}{(1+k_v)\cdot\left(\lambda\frac{r}{R}\right)^2}}\right)^2}$$

$$\beta_\infty = \arccos \frac{\pi \cdot n \, r}{30 w_\infty} \tag{12}$$

Determinarea coeficientului de portanță C_a, respectiv a unghiului de incidență α_{opt}, pentru fiecare rază de calcul, se calculează cu re-

lația (8), în urma unui proces iterativ de optimizare cu respectarea următoarelor condiții :

— variația unghiului β_i să fie monotonă pe anvergura paletei, astfel ca să nu rezulte torsionări în sensuri opuse ;

— variația corzii profilului l să descrească după o funcție monotonă ținînd cont de suprafața portantă necesară ;

— grosimea relativă a paletei (d/l) se realizează la valoare constantă sau variație monotonă, în funcție de încărcarea paletei pe tronsoane d_r suficient de mici.

Profilarea paletelor pentru majoritatea construcțiilor actuale se face cu profile NACA din familia 44 și NACA modificate, datorită caracteristicilor aerodinamice superioare ale acestora, ce corespund cerințelor parametrilor de proiectare.

Forțele la regimul de calcul se determină astfel :

— forța de cuplu :

$$F_u = \sum^{n_i} dF_u = \sum^{n_i} \rho \cdot \frac{w_\infty^2}{2} \cdot l \cdot d \cdot r \cdot \sin \beta_\infty \cdot \left(\frac{\operatorname{tg} \theta}{\operatorname{tg} \beta_\infty} \right) \cdot C_a \qquad (13)$$

— forța axială :

$$F_v = \sum^{n_i} dF_v = \sum^{n_i} \rho \cdot \frac{w_\infty^2}{2} \cdot l \cdot d \cdot r \cdot \cos \beta_\infty \cdot (1 + \operatorname{tg} \theta \operatorname{tg} \beta_\infty) \cdot C_a \qquad (14)$$

unde n_i — reprezintă numărul de tronsoane considerate de pas radial d_r.

Puterea totală realizată de rotor este :

$$P = i \sum^{n_i} (dF_u \cdot r) \frac{\pi \cdot n}{30} \qquad (15)$$

Concluzii

Profilarea aerodinamică a paletelor agregatelor aeroelectrice cu pale fixe avînd o caracteristică de putere aplatizată se bazează pe considerentele generale expuse în capitolul anterior privind ipotezele de scurgere și calculul aerodinamic.

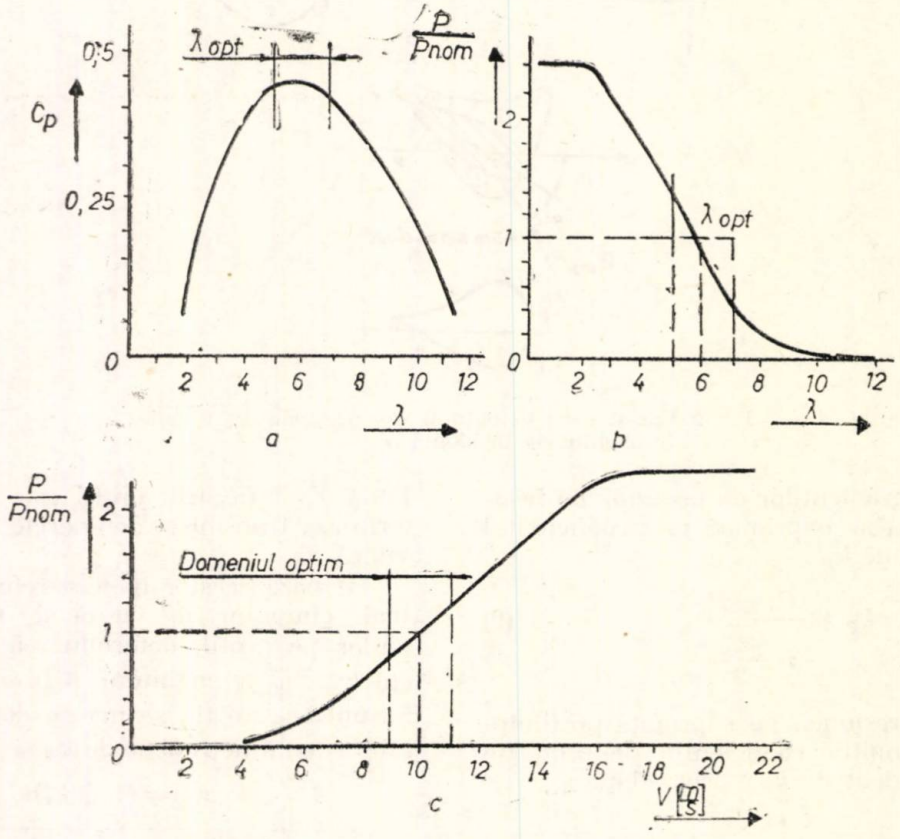


Fig. 4 Diagramele caracteristice de funcționare ale unui agregat $C_p = f(\lambda)$; $P/P_{nom} = f(\lambda)$; $P/P_{nom} = f(\lambda)$

Caracteristica de putere a unui rotor cu ax orizontal avînd 2÷3 palete cu rapiditatea $\lambda = 5 \div 7$ se exprimă prin una din funcțiile $Cp = f(\lambda)$; $P/P_{nom} = f(\lambda)$; $P/P_{nom} = f(v_\infty)$ ale căror aluri se prezintă ca în figura 4.

Din analiza diagramelor din figura 4, stabilite pe baza calculului aerodinamic, se disting trei zone de funcționare a rotorului :

1. Zona de transfer energetic la randament maxim, caracterizată prin $C_{p\,max} = 0{,}4 \div 0{,}5$ și $\lambda_{opt} = 5 \div 7$. Această zonă corespunde domeniului de parametri geometrici și aerodinamici pentru care se face calculul aerodimamic de profilare. Caracteristic domeniului este faptul că, pentru fiecare rază de calcul, așezarea profilului în curent se face la un unghi de incidență α, pentru care se obține portanța maximă ($C_{a\,max}$). Din punct de vedere al mișcării aerului în jurul profilului, sînt create condițiile unei scurgeri potențiale la care nu apare desprinderea stratului limită conform figurii 2, a. Distribuția forțelor aerodinamice pe paletă conduce la realizarea momentului și puterii nominale ($P_{nominală}$).

2. Zona caracterizată prin $\lambda > \lambda_{opt}$ corespunde funcționării rotorului la viteze ale vîntului mai mici decît viteza de calcul ($v_\infty < v_{\infty\,calcul}$). Din punct de vedere al scurgerii, sînt aceleași condiții ca în primul caz, dar parametrii mișcării conduc la formarea unor unghiuri de incidență mai mici, care duc la diminuarea corespunzătoare a coeficientului de portanță. Puterea furnizată este proporțională cu C_a și viteza vîntului v_∞^3. Limita superioară a coeficientului de rapiditate $\lambda = 11 \div 13$ corespunde vitezei de pornire la care agregatul intră la turație în regim de debitare.

3. Zona caracterizată prin $\lambda < \lambda_{opt}$ corespunde funcționării rotorului la viteze mai mari decît viteza de calcul $v_\infty > v_{\infty\,calcul}$ Mișcarea generată în jurul profilelor conduce la numere $Re > Re_{critic}$, la care apare desprinderea stratului limită (conform fig. 2, b).

Valorile unghiului de incidență α cresc în domeniul în care formarea vîrtejurilor și mișcarea circulației modifică substanțial valoarea portanței, puterea fiind proporțională cu v_∞^3, cu toată diminuarea importantă a coeficientului C_a. Valoarea ei se situează la nivele care conduc practic la o plafonare. Calculele aerodinmice arată că, la atingerea nivelului de plafonare, puterea furnizată P este : $P = (2 \div 2{,}2)\ P_{nom}$.

Pentru realizarea P_{nom}. paletele agregatelor aeroelectrice se calculează realizînd profilarea aerodinamică la viteza nominală de calcul admisă a vîntului. Determinarea comportării din punct de vedere energetic, pentru valori ale vitezei vîntului $v_\infty = 3 \div 25\ \frac{m}{s}$, la care se exploatează în general un agregat, impune utilizarea în calcule a parametrilor aerodinamici k_r, k_p în funcție de condițiile specifice ale interacțiunii curentului cu paleta, conform tipurilor de scurgere prezentate. Aprecierea valabilității ipotezelor admise în determinarea valorilor parametrilor specifici calculului aerodinamic se realizează prin compararea cu coeficienții funcționali obținuți prin prelucrări statistice de date referitoare la turbine eoliene în funcțiune [3]. Utilizarea metodicii de calcul prezentate conduce la o profilare aerodinamică optimă și realizarea unei caracteristici putere — vînt în concordanță cu ipotezele admise în fază inițială.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Obidniak, L.* : New runner — type wind turbine in, „ASSET", 1985, vol. 7, nr. 5, pg. 21—28.

[2] *Sefter, I.* : Vetroenergeticeskie agregati., 2, Moskva, 1972.

[3] x x x : Prospecte : Altermegy; Stork; Howden; Aeroman; Aerospace.

[4] *Riegels, W.F.* : Aerodinamische Profile, München, 1958.

CZ : 519.682 : 621.548 : 621.3.016.4

Sistem și metodică de achiziție și prelucrare a rezultatelor încercării pe model a turbinelor de vînt

Ing. Călin **RASZGA**, ing. Marcel **POPA**, ing. Eugen **ALBU** — Institutul Politehnic „Traian Vuia" — Timișoara

Introducere

Avînd în vedere efectul rafalelor asupra performanțelor energetice ale agregatului aeroelectric, cît și caracterul aleator al vîntului, se impune ca prelucrarea datelor să se adapteze acestui fenomen. Prelucrarea obișnuită a datelor, a fiecărui punct măsurat, duce la o împrăștiere mare a punctelor prelucrate, ceea ce duce la caracteristici neconcludente asupra performanțelor agregatului aeroelectric.

Aceste elemente cît și cerințele solicitate de prelucrările ulterioare ale datelor memorate au impus ideea utilizării tehnicii de calcul în procesul de achiziție de date.

Sistemul de achiziție de date prezentat în lucrarea de față a fost utilizat în procesul de achiziție de date, la încercarea agregatului aero-electric AETO L 1.

Spre deosebire de alte agregate energetice, încercarea agregatelor aeroelectrice este condiționată de prezența vîntului, a cărui direc-

ție și intensitate sînt supuse unei distribuții statistice. În plus, Timișoara este o zonă cu mult calm, ceea ce face ca încercările unui agregat aeroelectrice să fie și mai dificile.

Din acest motiv, executarea încercărilor trebuie să se realizeze automat, în momentul în care există condiții, adică atunci cînd viteza vîntului depășește viteza de lansare a aeroagregatului.

Avînd în vedere caracterul statistic al vitezei vîntului, apariția unei viteze de vînt ce depășește viteza de lansare este posibilă în orice moment. De asemenea, durata menținerii vîntului poate fi scurtă sau lungă de ordinul minutelor sau orelor. Trebuie avut în vedere că durata viiturilor de intensitate mare, conform curbei de distribuție, este redusă, ceea ce implică realizarea măsurărilor în timpul cît mai scurt posibil.

Determinarea performanțelor energetice implică măsurarea următoarelor mărimi : viteza vîntului, unghiul dintre axa agregatelor și direcția vîntului, momentul realizat la arborele turbinei, turația turbinei, unghiul de instalare al paletelor, iar pentru determinarea densității aerului trebuie măsurate presiunea, temperatura și umiditatea aerului atmosferic. În plus, la mărimile de interes energetic, se adaugă cele de cunoaștere a stării generale a agregatului aeroelectric : starea de solicitare a paletelor, articulația paletelor, structura de rezistență a stîlpului, vibrațiile și parametrii electrici caracteristici funcționării generatoarelor și părții de automatizare.

Se observă că la cei opt parametri energetici se adaugă cei ce trebuie măsurați pentru a observa buna funcționare și, drept consecință, numărul parametrilor măsurați ajunge la minimum cincizeci.

Numărul mare de parametri care se măsoară în cadrul funcționării unui agregat aeroelectric, în scopul definirii performanțelor acestuia, asociat cu caracterul aleator al repartiției energiei eoliene, impune efectuarea unui număr mare de măsurări cu o viteză ridicată.

Regimul de funcționare al unui asemenea agregat, în plus, are cu rare excepții un caracter tranzitoriu.

În consecință, testarea unui agregat aeroelectric trebuie realizată prin utilizarea unui sistem de achiziție de date automat, care să permită măsurarea mărimilor caracteristice funcționării și prelucrarea lor.

Agregatul aeroelectric de laborator, cu diametrul turbinei de 10 m și puterea maximă instalată de 30 kW, realizat la Institutul Politehnic „Traian Vuia" din Timișoara, este utilizat pentru testarea pe model a performanțelor turbinelor de vînt echipate cu diferite tipuri de paletaje. În acest scop, agregatul a fost dotat, în prima fază, cu un sistem de calcul HEWLET PACKARD, amplasat la o distanță oarecare și legat prin cablaj. Avînd în vedere această distanță, pe de o parte, și faptul că acest calculator era încărcat și cu alte sarcini, agregatul a fost dotat cu un al doilea calculator mai mic, dar amplasat în camera de comandă a agregatului, permițînd o mai bună colaborare între operatorul agregatului și cel al calculatorului. În acest scop, a fost realizată o interfață de achiziție de date pentru calculatorul TIM-S, interfață concepută și executată în Catedra de mașini hidraulice.

În continuare, se prezintă principalele secvențe ale programelor realizate pentru acest sistem de achiziție-prelucrare pentru sistemul TIM-S.

Achiziția datelor

În vederea realizării efective a măsurărilor, s-a conceput un program în limbaj BASIC-BETA 3.1. Programul este organizat în trei mari zone de lucru și anume :

— în prima zonă, se definesc canalele de măsurare și tipul mărimii măsurate, valorile fizice maxime și minime, unitatea de măsură corespnzătoare. Această zonă creează un masiv de variabile — șir, care definesc condițiile de realizare a încercărilor. Conținutul acestui masiv este transferat în linii DATA și eventual stocat pe casetă ;

— în zona a doua de program, se realizează definirea funcțiilor de etalonare a traductorilor, prn introducerea manuală a constantelor de etalonare sau etalonarea acestora asistată de calculator.

În acest caz (de dialog cu utilizatorul), se realizează etalonarea traductorului ales prin citirea canalului respectiv și introducerea valorii fizice a mărimii măsurate de utilizator de la tastatură, etalonarea făcîndu-se într-un număr de puncte de corelare, cîte sînt necesare în aplicație. Cu aceste masive astfel obținute se determină funcția polinominală de aproximare de grad (3) prin metoda celor mai mici pătrate.

Ieșirile acestei zone sînt reprezentate de masivul coeficienților funcțiilor polinominale de aproximare, asociate fiecărui canal. Aceste valori sînt la rîndul lor depuse în linii DATA, prin opțiunea KEY IN de autoprogramare și eventual stocate.

Pentru două din cele șase canale de măsurare a tensiunilor, în cazul încercării agregatului aerolelectric, forma polinoamelor de aproximare și resprezentarea grafică a curbelor de etalonare mărime fizică-tensiune sînt reprezentate în figurile 1 și 2.

Este de remarcat că aceasta metodă face ca eventualele erori de citire datorate siste-

mului de achiziție, diapazon, offset etc., să fie corectate, singura condiție impusă fiind aceea de repetabilitate a asocierii seturilor de valori.

La încheierea acestor operații, programul se autodistrugere și așteaptă încărcarea celei de a treia zone — cea de efectuare a măsurărilor efective.

În segmentul de măsurare, există o serie de opțiuni care definesc regimul de efectuare a măsurărilor în raport cu variabila timp (măsurări statice sau dinamice).

În cazul măsurărilor statice, citirile efectuate sînt imediat convertite în unități fizice și afișate numeric și grafic pe ecran, în timp

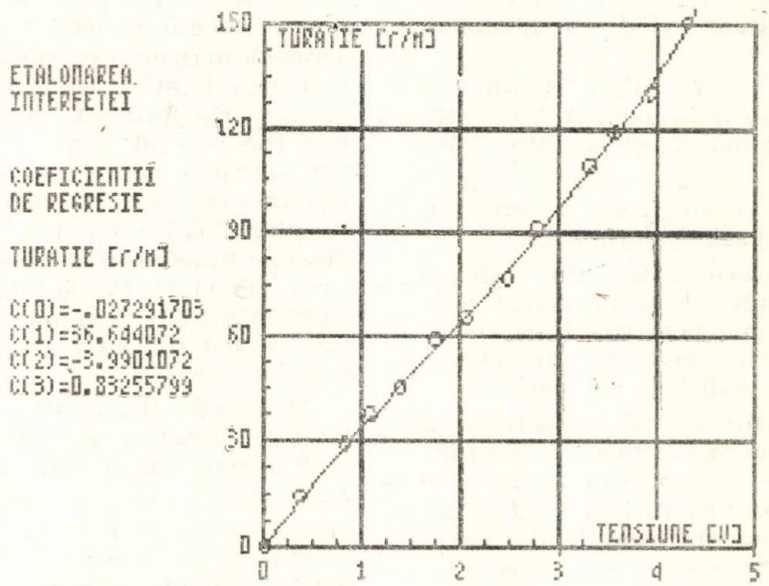


Fig. 1

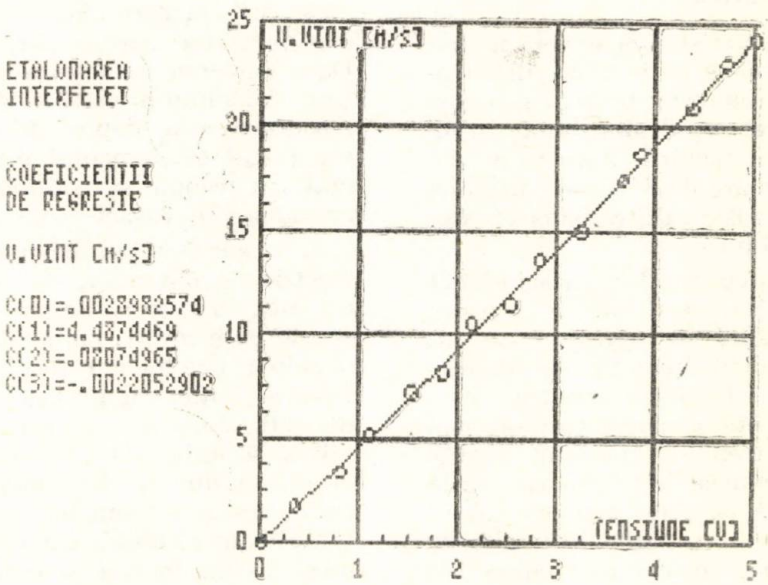


Fig. 2

— zona de efectuare a măsurărilor este o porțiune independentă și care poate fi rulată ca atare, deoarece are încărcate seturile de linii DATA generate de zonele precedente. În ipoteza efectuării aceluiași tip de încărcare și a menținerii reglajelor parametrice ale traductoarelor, măsurarea se face numai prin apelarea zonei III.

ce, în cazul obținerii măsurărilor rapide, se efectuează numărul de citiri prescris de operator, iar calculul valorilor fizice din funcțiile de regresie se efectuează la închierea ciclului de măsurare.

După memorare și calculul valorilor fizice, programul asigură, la opțiune, afișarea pe ecran sau listarea pe imprimantă a valorilor

fizice măsurate, respectiv afișarea grafică a unor dependente primare reciproce sau în raport cu timpul.

Masivul valorilor măsurate poate fi salvat, în vederea unor prelucrări ulterioare, iar ciclul de măsurări se poate relua.

La opțiune, se poate cere efectuarea mai multor măsurări succesive și prelucrarea lor statistică, această opțiune avînd sens numai în regim static.

Numărul relativ mic de măsurări este impus de ocuparea a 18 Ko de codul BETA, 7 Ko subrutine în cod mașină și aproximativ 7 Ko program de lucru.

Ordinogramele celor trei zone de program sînt prezentate pe paginile următoare.

În urma introducerii măsurărilor asistate de calculator, s-a putut colecta un număr suficient de date experimentale, cu viteză corespunzătoare, astfel încît prelucrările de date au dispus de un masiv suficient de mare.

În experiența relativ redusă, achiziționarea datelor cu ajutorul caculatorului și determinările experimentale la agregatul aeroelectric face sistemul de măsură suficient de flexibil, pentru a se determina proprietățile de repartiție temporală și spațială a energiei eoliene, cît și parametrii agregatului aero-electric.

Prelucrarea măsurărilor

Determinarea caracteristicilor experimentale ale unui agregat aeroelectric, în condițiile unor măsurări în care parametrul principal, viteza vîntului, are un caracter aleator, fapt subliniat în prima parte a lucrării, impune în primul rînd un număr mare de măsurări, din care prin prelucrări să rezulte caracteristici cît mai probabile ale agregatului.

Pentru determinarea acestor caracteristici, care trebuie să poată fi verificate la livrarea și recepția unor astfel de agregate, este de mare importanță modelul teoretic de abordare a acestei probleme. Tot odată, pentru a permite utilizarea eficientă a calculatorului, modelul de prelucrare trebuie conceput astfel încît să nu apară penuria de memorie, prin acumulare exhaustivă de date primare măsurate. Acest lucru devine posibil prin diferite prelucrări preliminare, sortări și medieri ale datelor primare, după diferite criterii, funcție de tipul și scopul măsurărilor.

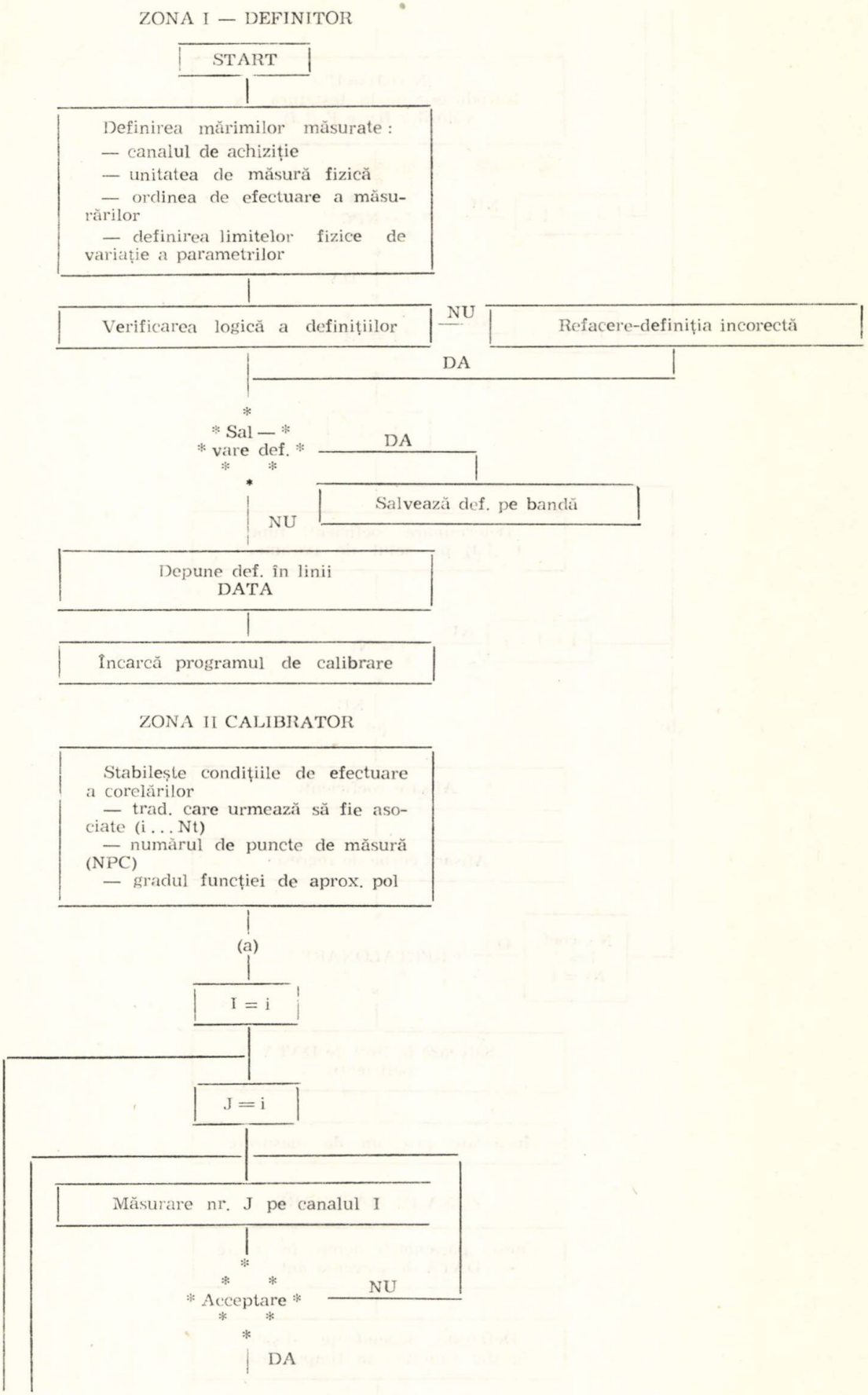
Prelucrările preliminare se referă la eliminarea regimurilor puternic tranzitorii, respectiv excluderea regimurilor în care generatorul electric funcționează ca motor, și a regimurilor în care abaterea direcției vîntului de la axa mașinii depășește o anumită valoare. În mod obișnuit, eliminarea regimurilor puternic tranzitorii se face la încercări de ambalare, pe baza condiției ca derivata vitezei vîntului să nu depășească o anumită valoare limită. Eliminarea regimului de motor și de abatere a direcției vîntului de la axa mașinii se face uzual, la toate măsurările, punînd condiția ca momentul motor la arborele agregatului să fie pozitiv, respectiv abaterea direcției vîntului să nu depășească 15 grade.

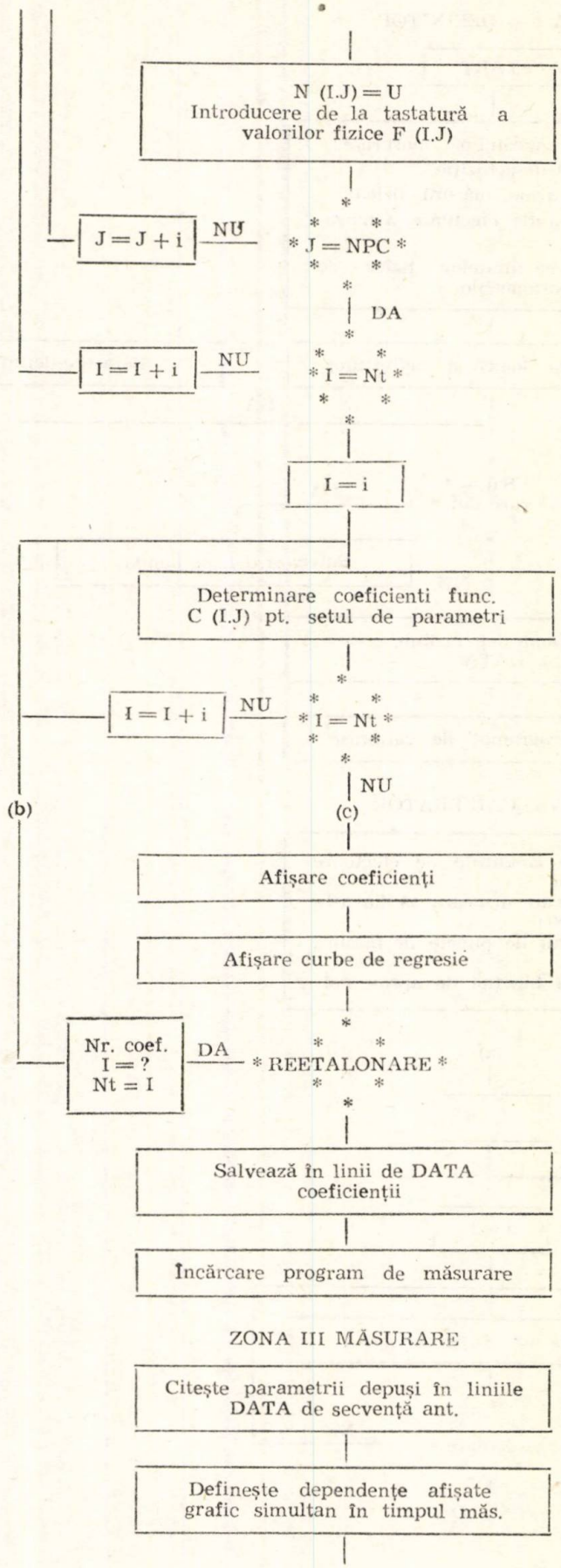
În ceea ce privește cantitatea de date măsurate, există diferite metode de împărțire a măsurărilor în eșantioane, obișnuit fiind segmentate temporal, astfel încît calculatorul să dispună de memorie suficientă pentru prelucrare. Prelucrările realizate prin aceste metode permit determinarea de puncte caracteristice pentru fiecare măsurare în parte, oferind posibilitatea de a stabili oscilațiile care apar în procesul dinamic tranzitoriu aleator al măsurărilor efectuate „în vînt". Pe de altă parte, metoda prezintă dificultăți la cuplarea mai multor măsurări pentru ridicarea unei caracteristici complete, unitare.

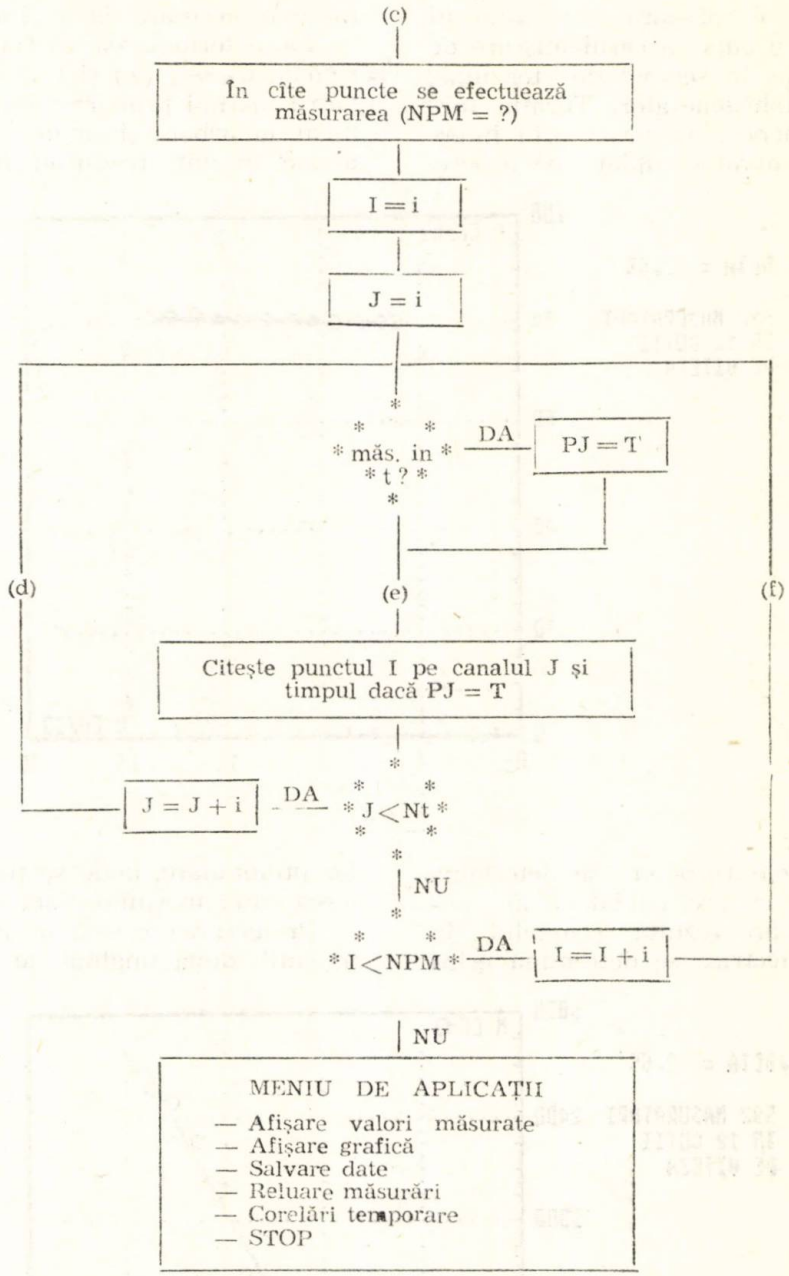
O metodă mai nouă, denumită „metoda binilor" (cutiilor), permite prelucrarea simultană a unui număr mare de măsurări (teoretic nelimitat, practic $10^{\wedge}38$). Principial, metoda are la bază formarea unor cutii, în care sînt depuse datele măsurate și sînt mediate cu datele existente în cutie. În funcție de valoare unui parametru caracteristic, convenabil ales, se alege cutia în care are loc depunerea măsurării. Fiecare cutie are atașat un domeniu corespunzător pentru parametrul caracteristic. Dacă valoarea parametrului caracteristic aparține domeniului caracteristic al unei cutii, măsurarea este depusă în cutia respectivă. De menționat că domeniul caracteristic al unei cutii nu trebuie să conțină zone de intersecție cu domeniul caracteristic al altei cutii.

În cadrul măsurărilor la agregatul aeroelectric de laborator, sînt formate două seturi de cutii în care se depun măsurările. Primul set de cutii are ca parametru caracteristic deschiderea paletelor rotorului, unghiul $\Delta\beta$. În fiecare „cutie unghi" este format al doilea set de cutii, care au ca parametru caracteristic viteza vîntului. O măsurare este selectată după unghiul de deschidere al paletelor rotorului, pentru primul set de cutii și după viteza vîntului în al doilea set de cutii. Odată determinată cutia în care se depun datele măsurate, are loc medierea fiecărui parametru măsurat, cu datele existente în cutia respectivă. Pentru a putea realiza a mediere corectă, fiecare cutie are un contor de numărare a măsurărilor intrate în cutie. În acest fel, se poate ține și evidența numărului de măsurări, necesară pentru stabilirea unui coeficient de încredere al măsurărilor mediate într-o cutie.

Aceasta metodă prezintă avantajul unei prelucrări compacte, simultane, a unui număr mare de date măsurate, ceea ce oferă garanția


ZONA I — DEFINITOR
START
Definirea mărimilor măsurate:
— canalul de achiziție
— unitatea de măsură fizică
— ordinea de efectuare a măsurărilor
— definirea limitelor fizice de variație a parametrilor
Verificarea logică a definițiilor
NU
Refacere-definiția incorectă
DA
Sal — vare def.
DA
Salvează def. pe bandă
NU
Depune def. în linii DATA
Încarcă programul de calibrare
ZONA II CALIBRATOR
Stabilește condițiile de efectuare a corelărilor
— trad. care urmează să fie asociate (i ... Nt)
— numărul de puncte de măsură (NPC)
— gradul funcției de aprox. pol
(a)
I = i
J = i
Măsurare nr. J pe canalul I
Acceptare
NU
DA


N (I.J) = U
Introducere de la tastatură a valorilor fizice F (I.J)
J = J + i
NU
J = NPC
DA
I = I + i
NU
I = Nt
I = i
Determinare coeficienti func. C (I.J) pt. setul de parametri
I = I + i
NU
I = Nt
NU
(b)
(c)
Afişare coeficienţi
Afişare curbe de regresie
Nr. coef. I = ? Nt = I
DA
REETALONARE
Salvează în linii de DATA coeficienţii
Încărcare program de măsurare
ZONA III MĂSURARE
Citeşte parametrii depuşi în liniile DATA de secvenţă ant.
Defineşte dependenţe afişate grafic simultan în timpul măs.



unor caracteristici cu grad mare de probabilitate. Cuplînd această metodă de înmagazinare a datelor primare cu prelucrări prin funcții de regresie, se ajunge la dependențe analitice. Odată generată, funcția analitică permite reprezentarea caracteristicilor agregatului și determinarea unor puncte caracteristice, la orice valori ale mărimilor primare, cu condiția ca acestea să se încadreze în intervalul datelor măsurate. Dezavantajul prelucrării prin curbe analitice determinate prin regresie este dat de faptul că încercarea de a extrapola caracteristicile, în afara punctelor măsurate, duce — în mod obișnuit — la valori departe de realitate.

Rezultate experimentale. Caracteristici obținute

În cadrul încercărilor efectuate pe agregatul aeroelectric cu turbină orizontală, AETO Li, măsurările se efectuează cu ajutorul calculatorului TIM-S, printr-o interfață de comparare digital analogică a semnalului extern analogic cu un semnal intern generat digital. Un set de măsurări constă în citirea a șase parametri corelați în timp real : viteză vînt, turație turbină, moment la arborele turbinei, putere electrică, unghiul casei mașinilor față de direcția vîntului și unghiul de deschidere al paletelor.

Viteza vîntului se măsoară cu ajutorul unui anemometru cu cupe, a cărui mișcare de rotație se transformă în semnal de tensiune, cu ajutorul unui tahogenerator. Turația turbinei este, de asemenea, măsurată prin intermediul unui tahogenerator cuplat pe arbore.

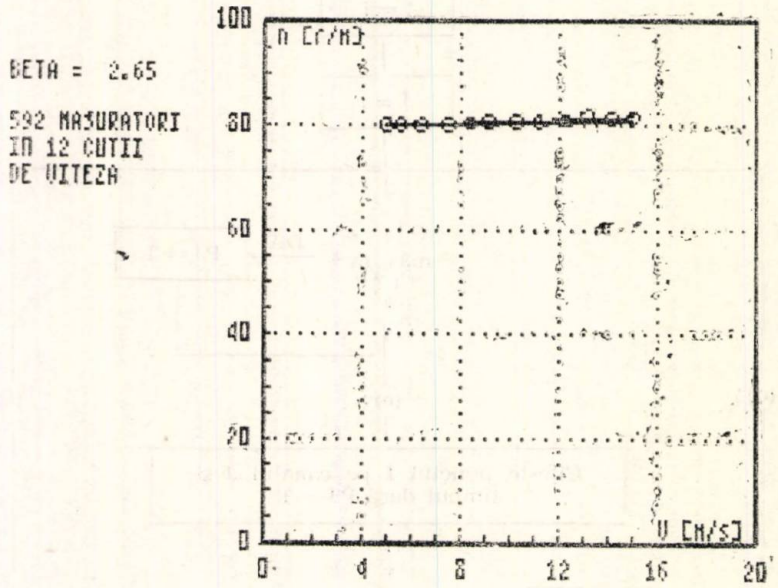


Fig. 3

Momentul la arborele turbinei se determină printr-un dispozitiv cu arc, cuplat cu un potențiometru de la care rezultă semnalul în tensiune. Puterea electrică se determină printr-un dispozitiv asemănător unui wattmetru, unghiul casei mașinilor — printr-un traductor inductiv, iar unghiul de deschidere al paletelor — cu un dispozitiv potențiometric. Timpul curent al măsurării este generat de calculator,

mărime necesară la prelucrările preliminare.

La determinarea caracteristicilor adimensionale $C_p = f(\lambda)$ și $C_m = f(\lambda)$, sînt folosite patru mărimi primare : viteză vînt,turație, moment la arbore și unghi deschidere paletă, aceste mărimi rezultînd în urma prelucrări-

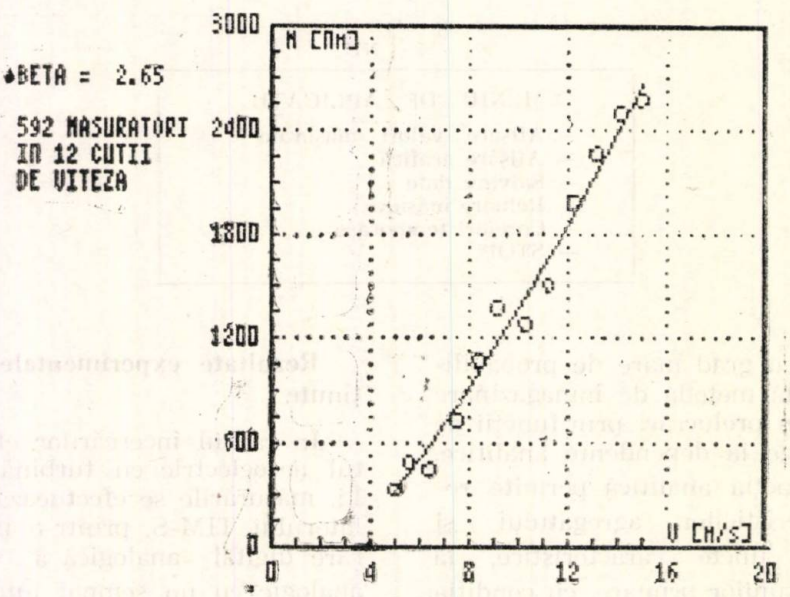


Fig. 4

lor preliminare, unde se ține seama și de abaterea casei mașinilor față de direcția vîntului.

Prelucrarea constă în introducerea datelor în cutii, după unghiul de deschidere al palelor $\Delta\beta$, cutii avînd pasul de i_{grad}(—0.5÷0.5, 0.5÷1.5 . . . 9.5÷10.5), respeqtiv în fiecare „cutie unghi", formarea de „cutii viteză vînt" avînd pasul de i_m/s (3.5÷4.5, 4.5÷5.5 . . . 17.5÷18.5). Cutiile astfel formate sînt supuse

prelucrării, în continuare, după „cutii unghi". Pentru fiecare unghi la care s-au făcut măsurări se aplică regresia parametrilor : turație funcție de viteză vînt, respectiv moment la arbore funcție de viteză vînt. Cu ajutorul funcțiilor analitice astfel determinate se trasează grafic curbele de putere mecanică, C_p și C_m la unghiul de deschidere corespunzător „cutiei unghi". După determinarea funcției analitice pentru fiecare „cutie unghi", în care există măsurări, se trece la regresia coeficienților de turație respectiv moment, avînd ca parametru unghiul de deschidere al paletelor. Rezultă două funcții analitice, una pentru turație, una pentru moment, avînd parametrii viteză vînt și unghi deschidere paletă. Obișnuit, funcțiile primare sînt polinoame de gradul doi, grad suficient pentru a modela variațiile turației respectiv momentului funcție de viteza vîntului. Cu funcțiile analitice obținute se fac repezentări la unghiurile de deschidere ale paletei dorite, pentru viteze de vînt incluse în domeniul măsurat.

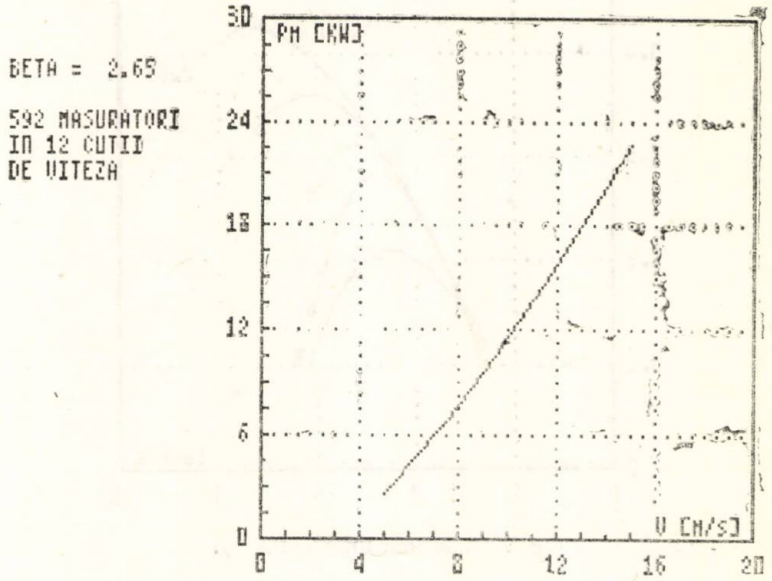


Fig. 5

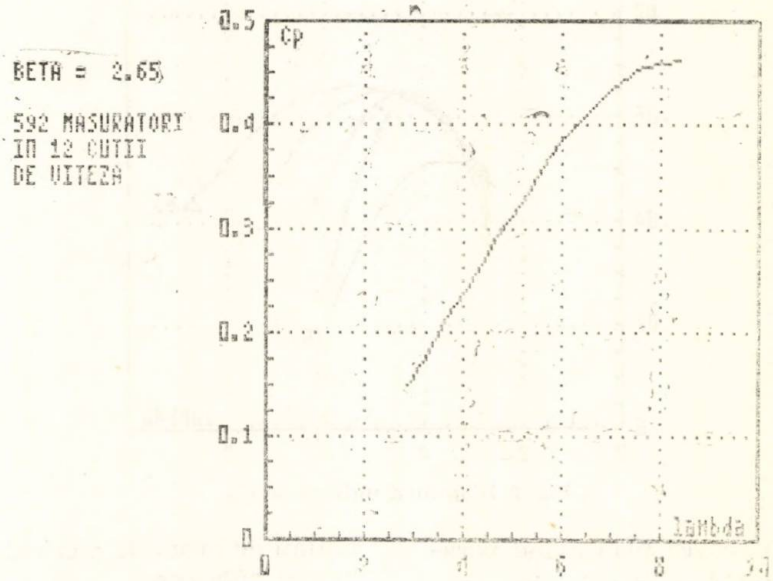


Fig. 6

Conform modelului expus prezentăm secvențe din prelucrarea unor măsurări la 80 rot/min, generatorul electric fiind cuplat la sistemul energetic național. Figurile 3 și 4 sintetizează regresia primară a turației și momen-

tului corespunzătoare deschiderii paletei la unghiul $\Delta\beta = 2.65$ grade. Cu ajutorul funcțiilor polinomiale determinate se calculează și reprezintă grafic variația puterii C_p și C_m (figurile 5 și 6). După prelucrarea tuturor cutiilor și determinarea funcțiilor dublu parametrice, se fac reprezentări în același plan avînd parametru unghiul de deschidere al paletelor, pentru C_p și C_m funcție de lambda ($\lambda = u/v$: u = viteza periferică paletă, v = viteză vînt), evidențiate în figurile 7 și 8.

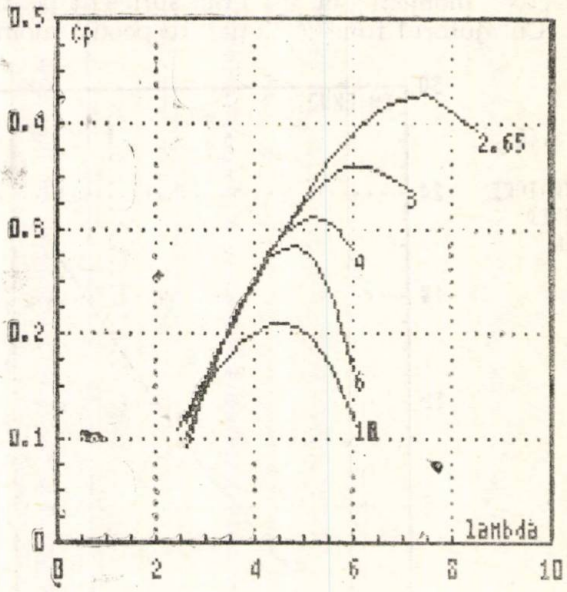


Fig. 7 Diagrama universală C_p.

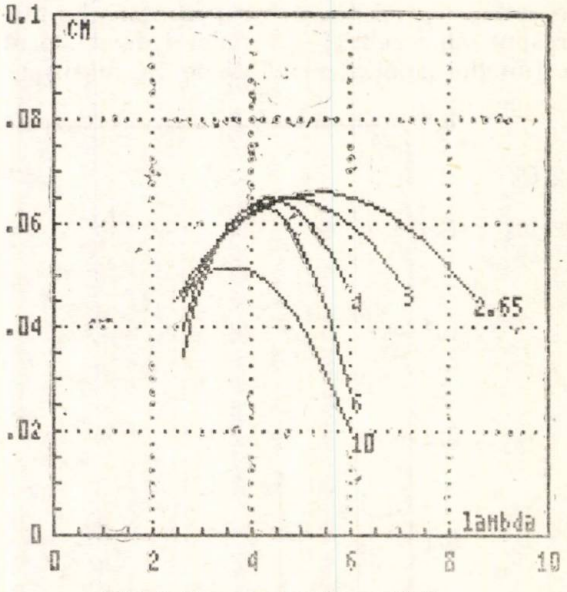


Fig. 8 Diagrama universală C_m.

În **concluzie** prelucrarea cu „metoda binilor", asociată cu funcții de regresie, este o metodă modernă, avînd o mare capacitate de prelucrare a informațiilor, capacitate de neglijare a erorilor de măsurare, timp scurt de prelucrare, posibilități de reprezentare la orice unghi de deschidere al paletelor, în domeniul măsurat, posibilități de cuplare a numeroase seturi de măsurări, în condițiile unei disponibilități de memorie a calculatorului pentru prelucrări ulterioare.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Ancusa, V.:* Algoritm pentru încercarea automată a agregatelor aeroelectrice cu ax orizontal. Conferința Mașini hidraulice și hidrodinamică, Timișoara, 1985.

[2] *Robert, E.:* Alins — Performance evolutions of wind energy conversion system, using the method of bins. Sandia Laboratories, marth, 1978.

CZ : 621.548

Echipamente şi sisteme mecanice specifice agregatelor aeroelectrice orizontale

Ing. Constantin **GHIŢULESCU**, ing. Nicolae **RAICOV-POPA** — C.C.S.I.T.E.H. — Timişoara

Condiţiile specifice de exploatare a agregatelor aeroelectrice rezultate din caracterul aleator al energiei vîntului impun soluţii de echipare mecano-electrică adecvate acestor condiţii.

Datorită stadiului de început privind utilizarea energiei vîntului, soluţiile constructive şi funcţionale adoptate de către firmele străine constructoare de agregate nu au un caracter unitar acestea rezultînd din experienţa proprie în construcţia şi exploatarea agregatelor.

Lucrarea prezintă soluţiile adoptate pentru principalele subansamble mecanice din componenţa agregatului de 300 kW, care este în curs de execuţie la I.C.M. Bocşa şi care va fi instalat pe muntele Semenic.

Soluţiile adoptate de C.C.S.I.T.E.H. Timişoara, care a realizat concepţia agregatului, au avut în vedere utilizarea, la parametrii energetici optimi, a potenţialului eolian din amplasament, siguranţă în funcţionare şi realizarea indicilor tehnico-economici la nivelul realizărilor actuale pentru agregate de puteri unitare mari (fig. 1).

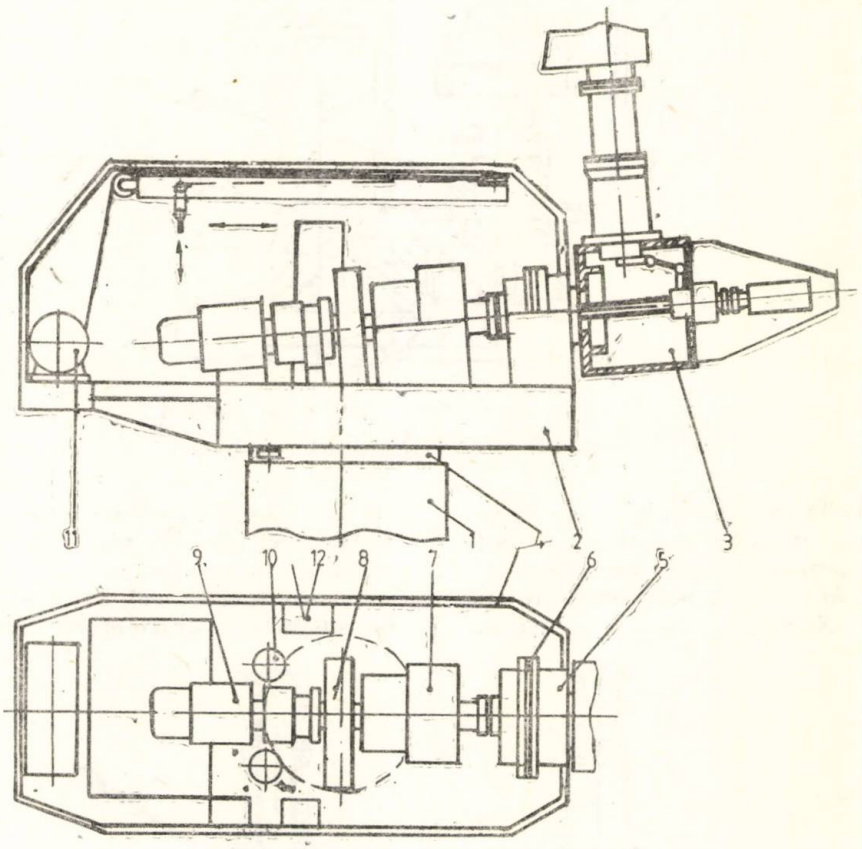


Fig. 1 Ansamblu agregat.
1. stîlp de susţinere ; 2. nacela ; 3. rotor ; 4. sistem de susţinere ; 5. lagăr transmisie mecanică ; 6. frînă rotor turbină ; 7. multiplicator ; 8. frînă serviciu ; 9. generator electric ; 10. sistem de orientare ; 11. echipament de ridicare ; 12. echipament electric.

Independent de strategia de conducere în exploatare, agregatele aeroelectrice au în componenţa lor următoarele subansamble : stîlp de susţinere, nacela care adăposteşte echipamente mecanice şi electrice, sistem de susţinere şi orientare a nacelei şi rotor.

Asupra **stîlpului de susţinere** acţionează forţe aerodinamice, forţele mecanice ale echipamentelor montate pe el şi cele provenite din funcţionarea echipamentelor mecanice. Stîlpul de susţinere este o construcţie metalică sudată, cilindrică, cu baza tronconică.

Stîlpul va fi asamblat pe șantier, prin sudarea celor patru tronsoane. În interiorul stîlpului sînt adăpostite cablurile electrice de forță și comandă.

metalică sudată, cu profil aerodinamic, care adăpostește transmisia mecanică, echipamentul electric și permite accesul personalului de întreținere. Nacela agregatelor aeroelectrice

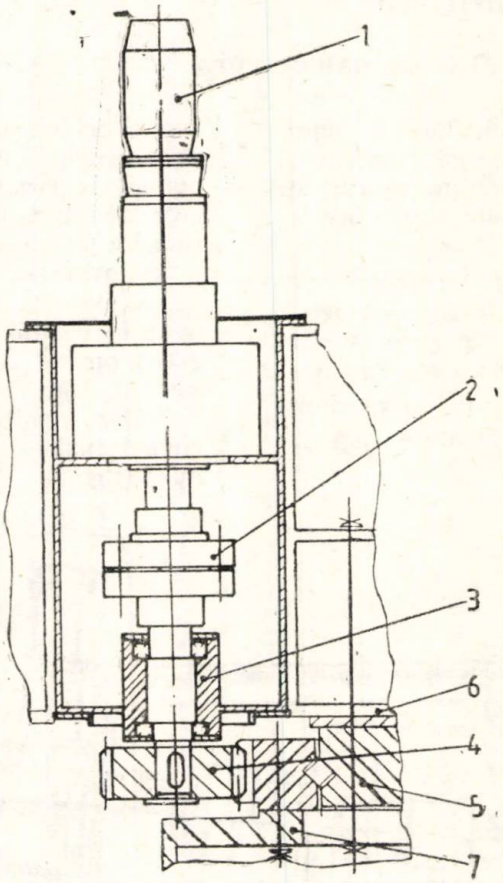


Fig. 2 Sistem de orientare pe direcția vîntului.
1. motoreductor ; 2. cuplaj ; 3. lagăr ; 4. pinion ; 5. rulment de susținere și orientare ; 6. nacela ; 7. stîlp de susținere.

Accesul la **nacelă** al personalului de întreținere este asigurat de scări metalice în spirală. Nacela este supusă forțelor aerodinamice directe și preia forțele rezultate din funcționarea rotorului. Nacela este o construcție cu ax orizontal trebuie să se orienteze permanent după direcția vîntului, pentru ca axa turbinei să corespundă cu direcția vîntului.

Acest lucru este realizat de un **mecanism de susținere — orientare** comandat de un

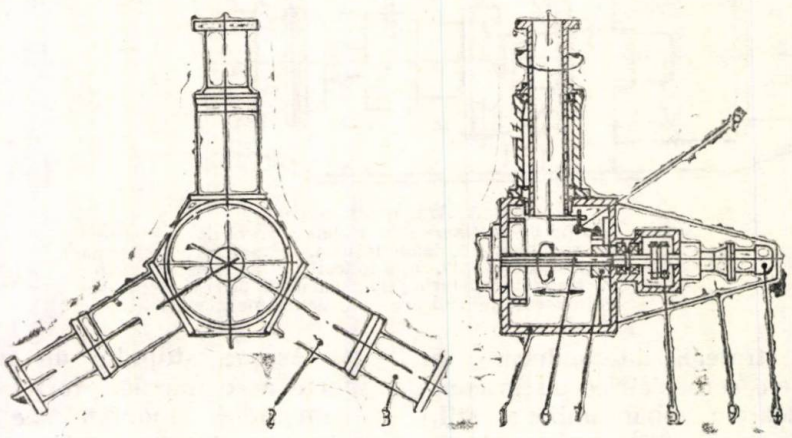


Fig. 3 Rotor turbină.
1. butuc ; 2. corp lagăr ; 3. fus ; 4. motoreductor ; 5. cuplaj electromagnetic ; 6. tijă filetată ; 7. stea de acționare ; 8. bielă ; 9. ogivă.

traductor de direcție vînt. Mecanismul de orientare trebuie să învingă momentele aerodinamice pe nacelă și momentele de frecare.

Momentele de frecare rezultă din reacțiunile care încarcă lagărul sistemului de susținere. Aceste reacțiuni sînt de natură masică, giroscopică din tangaj și din forțele aerodinamice pe nacelă.

Pentru a realiza acest deziderat pentru agregatul de 300 KW realizat la C.C.S.I.T.E.H., a fost conceput un mecanism prezentat în figura 2. Sistemul de susținere și orientare se compune dintr-un rulment radial — axial, prevăzut cu o coroană dințată pe care angrenează un pinion antrenat de un motoreductor.

Sistemul de orientare este o construcție compactă și este amplasat în planșeul nacelei.

Rotorul agregatelor aeroelectrice constituie elementul de conversie a energiei eoliene în energie mecanică și îndeplinește următoarele funcții :

— susține palele ;

— asigură reglajul palelor.

Asupra rotorului acționează forțele aerodinamice de pe pale, sub forma unei forțe radiale și axiale, precum și momentul de tangaj și giroscopie.

Momentul de tangaj este un vector perpendicular pe direcția la un moment dat a vîntului, cauzat de neuniformitățile vitezei pe înălțimea baleiată de rotor, și acționează la intersecția rotorului cu planul de rotație al palelor.

Pentru agregtul de 300 KW, la C.C.S.I.T.E.H. a fost conceput un rotor cu secțiune hexagonală prezentat în figura 3.

Pe butucul hexagonal, în construcție sudată, sînt montate trei lagăre prevăzute cu rulmenți care permit rotirea palelor.

Orientarea simultană a palelor este asigurată de un sistem de antrenare compus din stea de acționare, pîrghii reglabile, șurub de forță, lagăre, cuplaj și motoreductor.

Rotorul agregatului aerolectric este montat pe arborele turbinei sprijinit pe lagăre cu rulmenți. Acest subansamblu, căruia îi aparține și frîna, constituie o componentă de bază a transmisiei mecanice (fig. 4).

Arborele turbinei preia eforturile de la rotor și de la frînă. Frîna fiind dimensionată la momentul maxim activ din arbore, majorat cu 50%, porțiunea de arbore de la rotor la frînă trebuie dimensionată pentru acest moment de torsiune.

Lagărul este prevăzut cu un element conic dublu, pentru preluarea eforturilor axiale, și un rulment oscilant.

Frîna multidisc este acționată de cilindrii hidraulici alimentați de instalația hidraulică aferentă.

Pentru asigurarea unei fiabilități ridicate, în concepția tuturor subansamblelor, au fost adoptate soluții cu echipamente omologate din fabricația de serie.

Agregatul este realizabil integral cu componente indigene și satisface exigențele tehinco-economice ale promovării lui în condițiile concrete din R.S.R.

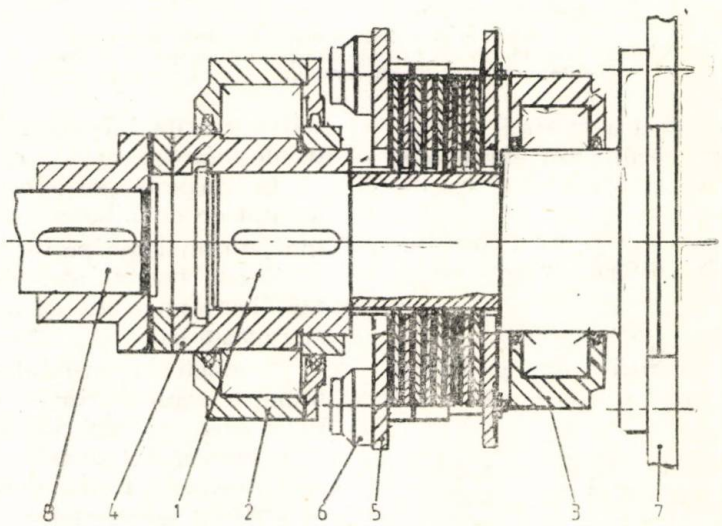


Fig. 4 Transmisie mecanică.

1. arbore principal ; 2. lagăr ; 3. lagăr ; 4. cuplaj ; 5. frîna disc ; 6. cilindru hidraulic ; 7. rotor turbină ; 8. multiplicator.

CZ : 621.536 : 621.548

Traductori de măsurare a mărimii şi direcţiei vitezei vîntului cu aplicaţii la agregate aeroelectrice

Ing. Nicolae **RAICOV-POPA**, ing. Liubomir **NINCOV**, tehn. Ştefan **GHEORGHE** — C.C.S.I.T.E.H. — Timişoara

Introducere

Utilizarea energiei vîntului presupune cunoaşterea potenţialului energetic al diferitelor amplasamente posibile. De asemenea, valorificarea corespunzătoare implică o serie de aspecte dintre care de importanţă majoră sînt : adaptarea regimului de lucru al agregatului aeroelectric la viteza vîntului şi orientarea agregatului pe direcţia vîntului.

În lucrare sînt prezentate trei tipuri de traductoare pentru determinarea mărimii şi direcţiei vitezei vîntului şi o instalaţie de măsură şi înregistrare a vitezei şi direcţiei vîntului, concepute şi realizate de către C.C.S.I.T.E.H. Timişoara.

Traductorul echipat cu contacte REED are cuplu mic de pornire, dar cere echiparea agregatului cu o instalaţie electronică complexă.

Traductorul de viteză vînt echipat cu tahogenerator are cuplu mare la pornire, iar agregatul aeroelectric va fi prevăzut cu un releu de tensiune (minimă şi maximă) reglabil.

2. Traductorul etalon de măsură a mărimii vitezei vîntului (fig. 1, c) este conceput într-o variantă portabilă şi una fixă ce se montează pe agregatele aeroelectrice.

Acest traductor trebuie să măsoare cu precizie ridicată (± 0,05 m/s) viteza vîntului strict de pe o anumită direcţie.

Pentru a realiza acest deziderat s-a conceput o turbină axială sprijinită pe lagăre cu

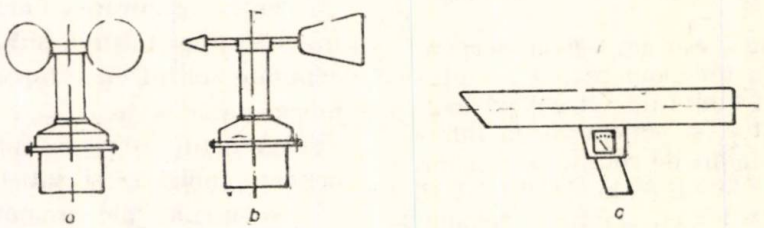


Fig. 1 Traductori pentru determinarea mărimii şi direcţiei vîntului.
a — traductor de măsură a mărimii vitezei vîntului ;
b — traductor de direcţie vînt ; c — traductor de măsură a mărimii vitezei vîntului.

1. Traductorul de măsură a mărimii vitezei vîntului (fig. 1, a) care echipează agregatele aeroelectrice are următoarele funcţii şi caracteristici :

— asigură semnal electric pentru pornirea şi oprirea agregatului la diferite viteze prescrise ;

— funcţionează între —40°—+40°C ;

— funcţionează în condiţii meteorologice favorabile formării chiciurei ;

— precizia + 0,5 m/s.

Pentru realizarea acestor deziderate, traductorul a fost echipat cu o turbină radială cu cupe, fixată pe un ax sprijinit pe rulmenţi capsulaţi. Carcasa este etanşă, iar în zona lagărelor este asigurată o tempratură minimă (cu rezistenţe), pentru a evita blocarea rotorului cu chiciură şi gheaţă.

Traductorul propriuzis a fost conceput în două variante : cu contact REED comandat de un magnet fixat excentric pe axul turbinei şi cu tahogenerator antrenat de axul turbinei.

safire plasată într-un tub. Un sistem optoelectronic măsoară turaţia rotorului.

În variantă portabilă, traductorul este alimentat de două baterii de 1,5 V, iar viteza este indicată analogic pe un instrument de măsură.

Există posibilitatea cuplării la un numărător electronic, ceea ce duce la mărirea preciziei măsurării.

Traductorul portabil este utilizat la determinarea caracteristicilor energetice ale agregatelor care nu sînt dotate cu traductoare proprii, iar cel fix se utilizează la verificarea şi reetalonarea traductoarelor care echipează agregatele aeroelectrice.

3. Traductorul de direcţie vînt (fig. 1, b) asigură comanda necesară suprapunerii axei turbinei cu direcţia vîntului, cu o eroare de ±5°, la temperaturi între —40°—+40°C şi condiţii favorabile depunerilor de chiciură.

Pentru a realiza acest deziderat, carcasa traductorului şi sistemul de lagăre au fost concepute identic cu cele ale traductorului de

viteză vînt. Orientarea pe direcția vîntului este realizată de un ampenaj echilibrat static fixat pe ax.

Instalația electrică este compusă din came și microîntrerupătoare. Traductorul permite o abatere a axei nacelei față de direcția vîntului de $\pm 10^0$ și este blocat mecanic la $\pm 20^0$.

4. Instalația de măsurare și înregistrare a vitezei și direcției vîntului (fig. 2) trebuie să asigure înregistrarea vitezei și direcției vîntului, în amplasamente fără surse de energie, în condiții de temperatură -40^0C—$+40^0C$ și condiții favorabile formării chiciurei. Totodată instalația trebuie să fie ușor de transportat, montat și demontat în amplasamente greu accesibile.

Instalația concepută la C.C.S.I.T.E.H. Timișoara se compune dintr-un stîlp de susținere ancorat, format din trei tronsoane telescopice pe care se montează traductoarele.

Stîlpul este prevăzut cu scărițe și va fi ridicat cu un dispozitiv manual.

Traductorul de viteză este cel prezentat la punctul 1, iar cel de direcție vînt este asemănător celui prezentat la punctul 3 diferind doar prin numărul de contacte și configurația camei. Instalația este alimentată de un aerogenerator, care la 3 m/s asigură energia suficientă funcționării instalației. La viteze inferioare, măsurarea și înregistrarea nu prezintă interes, iar degivrarea traductoarelor este asigurată de o baterie de acumulatoare încărcate tot de aerogenerator.

Înregistrarea se face din minut în minut, iar citirea se va face minimum din două în două luni.

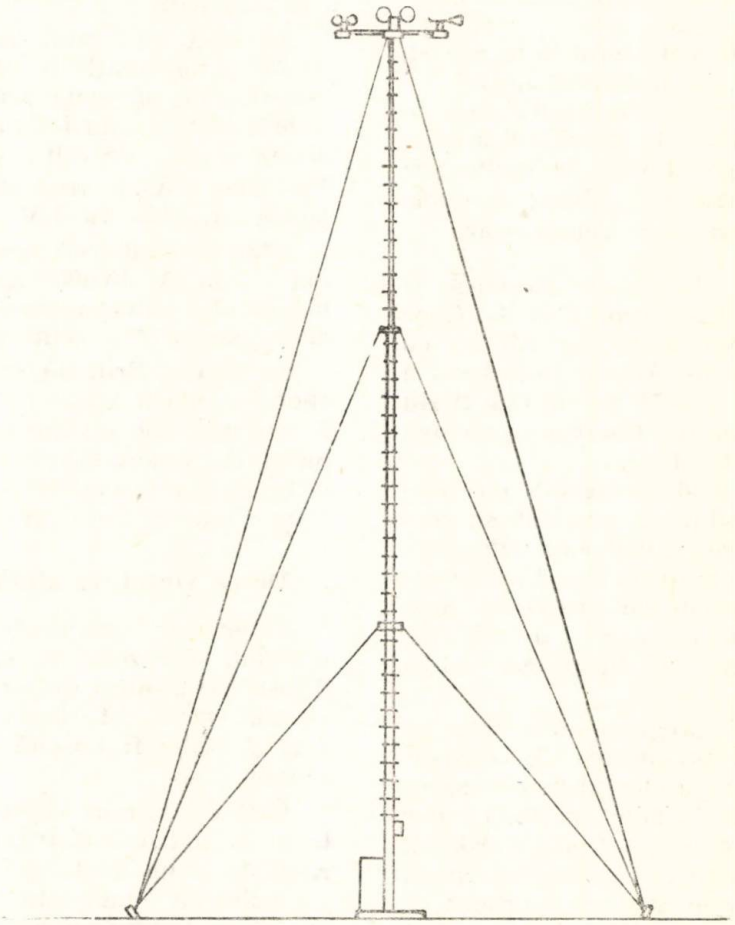


Fig. 2 Instalație de măsură și înregistrare a vitezei și direcției vîntului.

CZ : 621.548

Energia vîntului, aplicaţii şi limitări

Dr. ing. Anghel ANTONIU — C.C.S.I.T.E.H. — Timişoara

Introducere

Energia rezultată din vîntul ce suflă pe pămînt zi de zi, an de an, este disponibilă tuturor naţiunilor ce au înţelepciunea şi competenţa de a o capta şi folosi.

Omul, de mult, a folosit vîntul în transport, la măcinatul grînelor, la pompatul apei.

Mori de vînt mai mici au fost utilizate în Danemarca încă din 1750. La începutul acestui secol, acestea erau încă utilizate în multe ţări din Europa (Danemarca, cca. 7000) ; în unele ţări o parte din acestea mai funcţionează şi astăzi.

Pentru producerea de energie electrică, la sfîrşitul secolului al 19-lea, prof. Paul La Cour a început primele experienţe ştiinţifice cu agregate aeroelectrice în Ascov. Profesorul a murit în anul 1909 şi abia 50 de ani mai tîrziu s-au reluat experienţele în Danemarca pentru utilizarea energiei vîntului [1].

La sfîrşitul anilor 1950, companiile electrice daneze, ţară cu mult vînt, au întocmit un program de experimentare în domeniul agregatelor eoliene, program condus de ing. Juul, experienţe ce au fost încheiate cu finalizarea bine cunoscutei Gedser Mill, un agregat de 200 kW, generator asincron care a funcţionat circa 10 ani.

Rezultatele acestui program au permis să se tragă concluzia că producerea de energie electrică pe scară industrială, utilizînd agregate aeroelectrice, este tehnic posibilă, dar neeconomică în comparaţie cu preţul petrolului la acea dată. Ca rezultat al acestor concluzii, programele de fabricaţie şi preocupările tehnice şi ştiinţifice în acest domeniu au fost abandonate. Această stagnare pe plan mondial în acest domeniu a durat pînă în jurul anilor 70.

Ideea de a relua programele de utilizare a energiei vîntului, ca motor primar în centralele electrice, a apărut în 1970 ca urmare a creşterii preţului energiei rezultată din petrol. A apărut, din ce în ce mai pregnantă, necesitatea orientării spre noi surse de energie.

Această nouă orientare, în speţă cea a utilizării energiei vîntului, rezultă cel mai bine din declaraţia d-lui Madsen, preşedintele Asociaţiei producătorilor danezi de agregate aeroelectrice [1].

„Industria daneză de energie eoliană a avut o dezvoltare care în ţara noastră s-a produs cu o viteză incredibilă — în ultimii ani, o dezvoltare pe care nici noi, nici reprezentanţii noştri politici nu şi-au imaginat-o la mijlocul anilor 70 cînd s-au luat toate deciziile importante".

Asemenea explozii în fabricaţia, montarea şi exploatarea energiei eoliene s-au produs şi în alte ţări din lume : Olanda, S.U.A., Anglia, R.F. Germania. Cîteva exemple apreciem că sînt elocvente.

În anul 1986 erau instalaţi în Danemarca 50 MW, răspîndiţi în 1200—1400 unităţi, iar exportul de agregate aeroelectrice a fost de 1600 unităţi, cu un total de 100 MW. Industria daneză şi-a dezvoltat o capacitate de circa 150—200 MW/an, respectiv 2500 de unităţi cu puteri între 15—340 kW.

Pînă în anul 1987 erau montate în California — S.U.A. 15.000 agregate aeroelectrice, însumînd o putere instalată de peste 1.300 MW, dimensiunea unei centrale nucleare medii [6].

În Marea Britanie şi alte ţări europene, energia eoliană apare în mod curent ca sursa de energie înlocuitoare cea mai promiţătoare, punct de vedere împărtăşit atît de furnizorii de energie şi producătorii de agregate, cît şi de către Comisia Comunităţii Europene [2, 5].

De ce vîntul, ca alternativă pentru energie

Diferit de combustibilul fosil, în special petrolul, cu rezerve finite, energia vîntului va fi disponibilă atîta timp cît soarele va străluci; aceasta sursă este inepuizabilă, eficientă ca preţ şi poate fi folosită aplicînd tehnologia actuală.

Global, energia vîntului este constantă de la an la an ; deşi distribuţia sa pe planetă variază de la un anotimp la altul şi de la an la an, valoarea totală este nevariabilă, permiţînd programe de lungă durată.

Evaluarea de către unele ţări a potenţialului energetic rezultat din vînt a pus în evidenţă această importantă şi inepuizabilă sursă de energie. Evaluările la nivelul U.R.S.S. au arătat că, numai în această ţară, desigur mare, potenţialul energetic reprezentat de vînt, cu un coeficient de utilizare de 0,5 (evaluare ţinînd cont şi de limitările tehnice şi ecologice) asigură o putere tehnic exploatabilă de $1{,}5 \cdot 10^7$ MW [4]. Comparativ cu potenţialul hidroenergetic al U.R.S.S., ţară cu resurse hidroenergetice deosebite, potenţialul rezultat din vînt este de 15 ori mai mare.

Centralele eoliene utilizează tehnologii de generare, cuplare şi transmitere mai simple, faţă de cele utilizate în centralele energetice mari. Realizarea şi exploatarea lor nu necesită calificări puternic specializate. Producţia de

energie scontată, atinsă astăzi de către centralele eoliene în exploatare [1, 6], confirmă valabilitatea actualei tehnologii de fabricație a agregatelor aeroelectrice.

Energia eoliană este modulară și flexibilă ; modularea constă în faptul că în cazul unei centrale (mai multe grupuri) capacitatea poate crește după necesități ; de asemenea, fiind formată din mai multe grupuri, oprirea unui grup sau mai multe nu are același efect asupra capacității de generare a energiei ca în cazul celor clasice : în aceasta constă flexibilitatea lor.

Energia eoliană este curată, ea generează direct electricitate, nu poluează, nu necesită apă de răcire, nu emană căldură, oferă o alternativă față de costul și transportul combustibilului convențional care este mare.

Nici o țară sau regiune a lumii nu poate monopoliza această sursă, nu există cartel care să controleze distribuția vîntului, iar importul ei nu necesită valută, deoarece energia vîntului este indigenă.

Aplicații și limitări

1. Energia vîntului a fost folosită de mii de ani pentru irigații. Astăzi această aplicație a energiei vîntului este încă utilizată în multe țări.

Vîntul acționează un rotor, de obicei multipaletă, care prin antrenarea unei pompe asigură apa necesară rețelei de irigații sau altor consumatori. În acest caz de aplicare, nu sînt necesare comenzi sau sisteme de conversie a energiei eoliene în energie electrică pompa fiind acționată direct printr-un mecanism simplu de către rotorul eolian. Dar această simplitate conduce și la un dezavantaj major, energia produsă poate fi utilizată numai în locul unde se pompează apa.

2. Agregatele aeroelectrice pot fi utilizate pentru consumatori izolați, independent de o rețea utilitară.

În acest caz de aplicație a energiei eoliene, puterile unitare ale agregatelor eoliene sînt limitate la valori mai mici de 50 kW [6, 7] impuse de complexitatea sistemelor electrice de comandă și conversie (încă nesigure) și, de asemenea, de posibilitățile de stocare a energiei, limitate tehnic și economic.

Pentru acest mod de utilizare, chiar dacă se folosește un agregat aeroelectric sigur, energia electrică va fi disponibilă consumatorului numai dacă suflă vîntul ; chiar și atunci, fiecare variație a vitezei vîntului va afecta sarcinile conectate (în principiu lumina va varia în intensitate, datorită fluctuației vitezei vîntului).

3. Aplicațiile cu cele mai bune rezultate ale energiei vîntului sînt atunci cînd se urmărește generarea de energie electrică pentru a suplimenta o centrală clasică, sau o rețea de energie electrică existentă.

Existența unei rețele electrice este o condiție prealabilă pentru dimensionarea și instalarea unui agregat aeroelectric.

Tehnologia actuală de producere a energiei eoliene, combinată cu cerința de simplitate și siguranță în funcționare, cere prezența unei rețele, o linie energetică utilizară.

Pentru acest sumar este suficient să se precizeze că rețeaua comandă agregatele eoliene.

Agregatul eolian sau centrala eoliană va fi conectată la rețea nu numai pentru a livra energia rețelei ci și pentru a fi comandată de ea. Mai mult, capacitatea instalată a centralei eoliene sau a agregatului eolian nu va depăși 1/3 din cerința minimă (sarcina de bază) în orice moment a rețelei. Cu alte cuvinte, energia vîntului cere cuplarea unui agregat aeroelectric sau centrală aeroelectrică la o rețea mai puternică de trei ori decît capacitatea agregatului sau a centralei eoliene.

Deoarece rețeaua comandă agregatul sau centrala eoliană, aceasta trebuie să fie menținută la 1/3 din capacitatea ei, pentru a evita „răsturnarea rețelei".

Rețeaua electrică poate fi sistemul energetic național sau o rețea izolată (locală), care servește un grup de consumatori.

În cazul în care centrala eoliană este cuplată la un sistem energetic național (rețea puternică), limitările în privința dimensionării agregatelor rezultă doar din posibilitățile tehnice de realizare a lor și din considerente economice.

Rețeaua electrică — izolată (locală), care furnizează energie unui grup de consumatori izolați, este compusă din cîteva linii servite fie de un grup diesel, fie de un grup diesel și o microhidrocentrală la care pot fi cuplate și agregate aeroelectrice.

Schemele unor astfel de rețele izolate sînt prezentate în figurile 1 și 2.

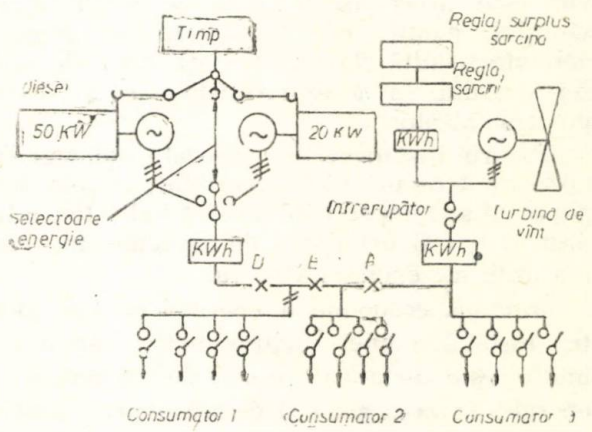


Fig. 1 Schema de funcționare agregat eolian și grup diesel.

În cazul rețelei izolate, alimentată de un grup diesel, energia eoliană poate acoperi o parte din sarcina motorului diesel, alimentînd cu energie electrică rețeaua și, prin aceasta, compesînd o parte din costul combustibilului. Dar și în acest caz există mai multe limitări stricte.

Deoarece regulatoarele motorului diesel nu pot reacționa așa de rapid cum variază energia vîntului pentru acoperirea cerințelor rețelei, capacitatea energiei eoliene se limitează la 15—20% din sarcina motorului diesel.

Turbina eoliană fiind comandată de rețea (dependentă de rețea), atunci cînd motorul diesel se oprește pentru întreținere, sau din alte motive, agregatul aeroelectric se decuplează de la rețea. Situația este similară și în cazul în care rețeaua este servită de o microhidrocentrală.

Energia eoliană nu substituie energia convențională : ea este un adaos.

4. O cerință de bază pentru instalarea de agregate aeroelectrice într-o anumită zonă este **vîntul**. Deoarece energia rezultată din vînt este direct proporțională cu cubul vitezei vîntului, modificările însemnate ale energiei debitate rezultă chiar la variații mici ale vitezei vîntului. În aceasta constă caracterul ei, puternic aleatoriu.

Pentru instalarea de agregate eoliene sînt necesare terenuri ușor accesibile ; zonele dens populate sau împădurite nu sînt indicate pentru dezvoltarea și instalarea de agregate, în vederea utilizării energiei vîntului.

Întreaga economie a energiei eoliene, pentru instalarea unei singure mașini sau a mai multe, este dictată de costul de generare al energiei în acea zonă și de transportul pînă la consumatori. Rețeaua ce urmează să fie alimentată cu energia rezultată din vînt nu trebuie să se afle la o distanță mai mare de 1—2 km de la locul de producere a energiei eoliene.

*

* *

În ciuda simplității și a existenței sale din zilele grecilor antici, exploatarea comercială pe scară largă a energiei vîntului este foarte recentă.

Se cunoaște puțin despre vînt privind parametrii, aspectele economice, alegerea mașinilor și calculul lor, controlul performanțelor, unele aspecte legate de mediu.

Perspectivele optimiste ale utilizării energiei eoliene au făcut ca la nivel național, în

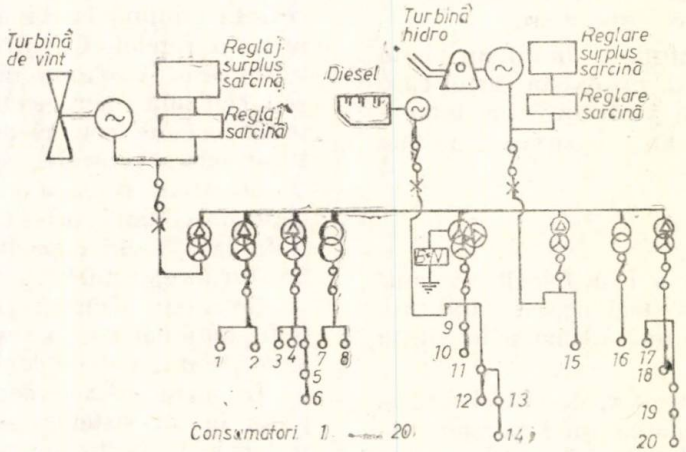


Fig. 2 Schemă de funcționare agregat eolian, grup diesel și turbină hidraulică

multe țări printre care și România (activitate coordonată de către Consiliul Național pentru Știință și Tehnologie), să se întocmească programe speciale de cercetare, care să conducă la aprofundarea cunoașterii în acest domeniu, atît din punct de vedere tehnico-științific, cît și economic, vizînd realizarea de agregate aeroelectrice care să permită exploatarea la parametrii superiori a acestei surse de energie.

Valoarea economică promovabilă în țara noastră a potențialului energetic al vîntului echivalează cu circa 5000 MW instalați în agregate aeroelectrice.

Pentru valorificarea acestei importante surse de energie programul special de fabricație întocmit de către M.E.E. (ca beneficiar) și M.I.C.M. (furnizorul de agregate) cuprinde grupuri de 5—7 kW, 30 kW, 50 kW, 100 kW, 200 kW, 300 kW, și 1000 kW, la realizarea lor fiind antrenate intitutele de profil C.C.S.I.T.E.H. Timișoara, I.C.S.I.T.E.E. — Filiala Cluj-Napoca, I.C.S.I.T.M.U.A. Brașov și întreprinderi ca I.C.M. Bocșa, I.U.T. Bistrița, C.U.G. Cluj-Napoca.

Pînă în prezent s-au realizat grupuri de 5 kW, 30 kW, 100 kW, iar în fază avansată de fabricație se află grupurile de 50 kW, la I.U.T. Bistrița, și 300 kW la la I.C.M. Bocșa. Grupul de 300 kW ce se va pune în funcțiune pe amplasamentul Semenic în 1990 va face parte din viitoarea centrală electrică eoliană care va cuprinde 320 turbine de acest tip, ceea ce însemană o putere instalată de 96 MW.

În programele de perspectivă pînă în anul 2000 este prevăzut să se instaleze 500 MW, în zonele cu potențialul eolian cel mai favorabil din țara noastră.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Madsen, B.T.:* The industrial development of the windpower industry in Denmark-European wind Energy — 1986.

[2] *Bevan, E.G., Derwent, R. G. Bedford, L.A.W.:* Wind energy: a promising renewable energy source for the United Kingdom European wind Energy — 1986.

[3] *Gipe, B. P.:* An overiew of the U.S. wind industry European wind Energy — 1986.

[4] *Malișev, N.A., Liather, M.:* Vetroenergheticeschie Stanții bolsoi mosnosti — Gidro Tehnicescoe Stroitelstvo, Nr. 12, 1983.

[5] x x x: Energie wirth schaftliche Tegesfragen Heft, 5, Mai, 1988, R.F.G.

[6] x x x: Wind Master — U.S.A. — California — 1987.

[7] *Lipmann, N.H.:* Autonomous Wind — Diesel Systems for Remote Applications. Wind Engineering vol. 12, Nr. 3, 1988.

[8] *Anghel, A.:* Horizontal axis electrical wind generators for the National Energy System — Rev. Roumaine des Sciences techniques — Tema 32, Janvier, Mars, 1987.

CZ : 621.224.1 : 621.634

Calculul hidrodinamic al unui injector Pelton

Fiz. Angelica **KOLATI**, fiz. Iuliu **KOLATI**, ing. Adrian **HOPOTĂ**, ing. Carmen **POPESCU** C.C.S.I.T.E.H. — Reșița

Introducere

Dezvoltarea impetuoasă a mașinilor hidraulice, în general, a dus la ridicarea permanentă a randamentului energetic al turbinelor hidraulice. Aceasta evoluție este valabilă și pentru turbinele Pelton, care au ajuns la un randament global de peste 92,5% [2]. Asemenea randamente se pot atinge numai cînd componentele turbinei au un randament și mai înalt. Pe lîngă rotor, organul energetic cel mai important este injectorul, care transformă energia potențială a apei în energie cinetică, pregătind rotorului un jet de apă cît mai compact. Ca această transformare de energie să fie cu pierderi minime și ca jetul să fie omogen d.p.d.v. al vitezei, injectorul trebuie să fie proiectat cu mare atenție.

În această lucrare calculul cîmpului hidrodinamic cu ajutorul elementelor finite va fi descris doar succint, pentru că prezentarea metodei a fost făcută în [1].

Întregul mers de calcul este executat pe un calculator „Independent — 100".

Corectitudinea calculelor a fost verificată pe un model experimental, așa cum se va vedea la sfîrșitul lucrării.

Calculul cîmpului hidrodinamic

Curgerea într-un injector cu ac poate fi considerată axial simetrică, dacă este suficient de departe de cotul conductei de legătură cu conducta de aducțiune a turbinei și sînt neglijate perturbațiile locale datorită sistemului de acționare și fixare a acului. Admițînd că putem aproxima curgerea cu o curgere axial simetrică, domenul de curgere studiat va fi cel arătat pe figura 4. Pentru acest domeniu simplu conex, se va rezolva ecuația lui Laplace, scrisă în coordonate cilindrice, în simbolistica potențialului de viteză :

$$\frac{\partial^2\Phi}{\partial z^2}+\frac{\partial^2\Phi}{\partial r^2}+\frac{1}{r}\cdot\frac{\partial\Phi}{\partial r}=0 \qquad (1)$$

cu următoarele legături între funcția potențialului de viteză și componentele vitezei :

$$V_z=\frac{\partial\Phi}{\partial z};\quad V_r=\frac{\partial\Phi}{\partial r} \qquad (2)$$

Se împarte domeniul în elemente patrulatere (fig. 4) și se atașează fiecărui element un sis-

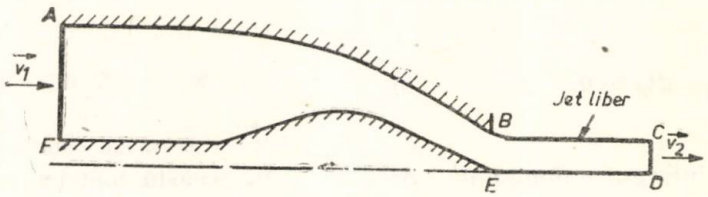


Fig. 1 Domeniu de curgere studiat.

tem propriu de coordonate, în așa fel ca nodurile de colț să aibă coordonatele + 1 sau — 1 și numerotate intern 1, 2, 3, 4 (fig. 2). Se observă pe figura 2 că elementele domeniului vor fi și ele axial simetrice.

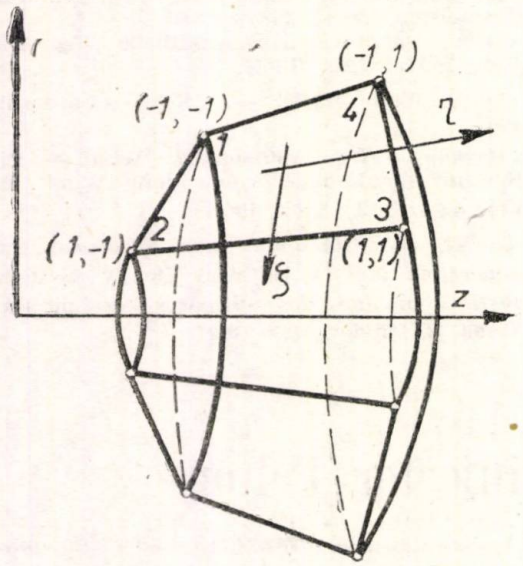


Fig. 2 Element finit izoparametric axial-simetric.

Funcția de curent va fi descrisă în interiorul unui element de expresia :

$$\Phi(\xi,\ \eta) = \sum_{n=1}^{4} \varphi_n \cdot \Phi_n \qquad (3)$$

unde :

Φ — este valoarea potențialului de viteză într-un punct oarecare pe suprafața patrulaterului generator;

Φ_n — este valoarea potențialului de viteză în nodul n al elementului ;

φ_n — funcția de interpolare izoparametrică din nodul n, avînd expresia :

$$\varphi_n(\xi,\ \eta) = \frac{1}{4}(1 + \xi_n\xi)\ (1 + \eta_n\eta) \qquad (4)$$

Tot cu ajutorul funcției de interpolare se fac și legăturile între coordonatele carteziene și cele intrinseci :

$$z = \sum_{n=1}^{4} \varphi_n \cdot z_n ;\quad r = \sum_{n=1}^{4} \varphi_n \cdot r_n \qquad (5)$$

Dacă se înlocuiește expresia (3) a potențialului de viteză în ecuația (1) se obține ecuația integrală :

$$\int_{\Omega} \Delta^2 \cdot \Phi \cdot \varphi_n \cdot d\Omega = 0, \qquad (6)$$

unde Ω reprezintă întregul domeniu de curgere.

Trecînd la coordonate cilindrice și transformînd expresia (6) cu ajutorul teoremei lui Green-Gauss, se obține o ecuație matricială a elementului finit :

$$[P_{nm}]^e \cdot [\Phi_m] = [F_n] \quad (n,\ m = 1,\ 2,\ 3,\ 4)$$

cu următoarele notații folosite :

$$P_{nm} = \iint_{\Omega^*} \left(\frac{\partial \varphi_n}{\partial z} \cdot \frac{\partial \varphi_m}{\partial z} + \frac{\partial \varphi_n}{\partial r} \cdot \frac{\partial \varphi_m}{\partial r} \right) r \cdot dr \cdot dz \qquad (7)$$

$$F_n = \int_{\Gamma^*} (v_z \cdot n_z + v_r \cdot n_r) \varphi_n^* \cdot r \cdot ds \qquad (8)$$

Aceste integrale se calculează pentru fiecare element în parte, Ω^* fiind suprafața unui element finit iar Γ^* conturul lui. Prin asamblarea tuturor matricelor $[P_{nm}]^e$ se obține matricea globală a domeniului :

$$[P_{NM}] \cdot [\varphi_M] = [F_N] \qquad (9)$$

unde N, M = numărul maxim al nodurilor din domeniu.

Matricea coloană $[F_N]$ are forma :

$$[F_N] = \frac{l}{12} \begin{bmatrix} r_1(3V_a + V_b) + r_2(V_a + V_b) \\ r_1(V_a + V_b) + r_2(V_a + 3V_b) \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \qquad (10)$$

cu notațiile : $V_a = \vec{V}^{(1)} \cdot \vec{n}$; $V_b = \vec{V}^{(2)} \cdot \vec{n}$, (11)

unde :

$\vec{V}^{(1)}$ și $\vec{V}^{(2)}$ sînt vitezele din nodurile 1 și 2 (numerotare internă, fig. 3) ;

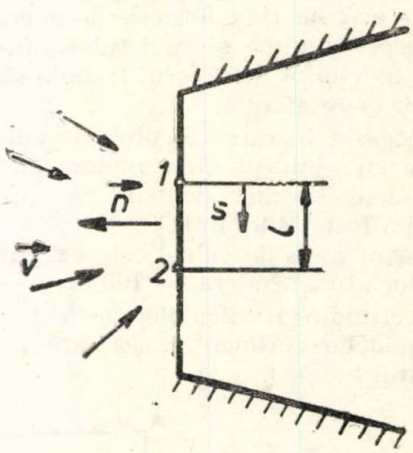


Fig. 3 Calculul condițiilor la limită.

$\vec{n}$ — normala exterioară pe latura considerată.

În această matrice se introduc condițiile la limită (Neumann) pentru întregul domeniu.

Pe frontierele solide ea va fi identic nulă pentru că produsele scalare din (11) se anulează dacă $\vec{V} \perp \vec{n}$. Astfel matricea $[F_N]$ se calculează doar pe frontierele de intrare și ieșire (AF și CD, fig. 1). Pe suprafața jetului liber (BC) matricea $[F_N]$ este, de asemenea, nulă pentru că suprafața liberă de curgere este totdeauna suprafață (respectiv linie) de curent. Această suprafață se definitivează prin aproximații succesive pînă cînd se obține viteză constantă pe toată porțiunea BC. Valoarea vitezei va fi egală cu cea obținută în punctul **B**.

Vitezele se calculează cu formula :

$$V_z = \sum_{n=1}^{4} \Phi_n \frac{\varphi_n}{\partial z} \qquad V_r = \sum_{n=1}^{4} \Phi_n \frac{\partial \varphi_n}{\partial r} \qquad (12)$$

unde Φ_n — sînt valorile potențialului de viteză în nodurile respective, obținute din rezolvarea ecuației (9).

Calculul debitului prin injector

Dacă se definește coeficientul de strangulare conform relației :

$$\sigma = \frac{S_{jet}}{S_{duză}} = \left(\frac{d_j}{d_d}\right)^2, \qquad (13)$$

unde :

d_j — este diametrul jetului liber cînd nu mai este influențat de ac (zona nedestrămată a jetului) ;

d_d — diametrul duzei,

debitul descărcat de injector va fi :

$$Q = k_v \cdot \sigma_{(s)} \frac{\pi \cdot d_d^2}{4} \sqrt{2gH^*} \qquad (14)$$

cu următoarele notații folosite :

k_v — coeficientul de pierdere al vitezei prin injector. Conform [2] are valori între 0,97 ... 0,99;

$\sigma_{(s)}$ — coeficentul de strangulare la deschiderea S (ce se citește din graficul corespunzător) ;

H^* — căderea totală pe injector definit ca:

$$H_1^* = H_1 + \frac{v_1^2}{2g}, \qquad (15)$$

unde H_1 este căderea statică relativă la intrarea în injector, iar v_1 — viteza în același loc.

Calculul forțelor hidrodinamice asupra acului injectorului

În funcție de poziția diametrului maxim (D), acul se împarte în două zone distincte (fig. 4). Zona **I** are tendință de deschidere iar zona **II** tendință de închidere. Forța hidrodinamică rezultantă va fi diferența acestor forțe:

$$F_z = F_{z\,I} - F_{z\,II} \qquad (16)$$

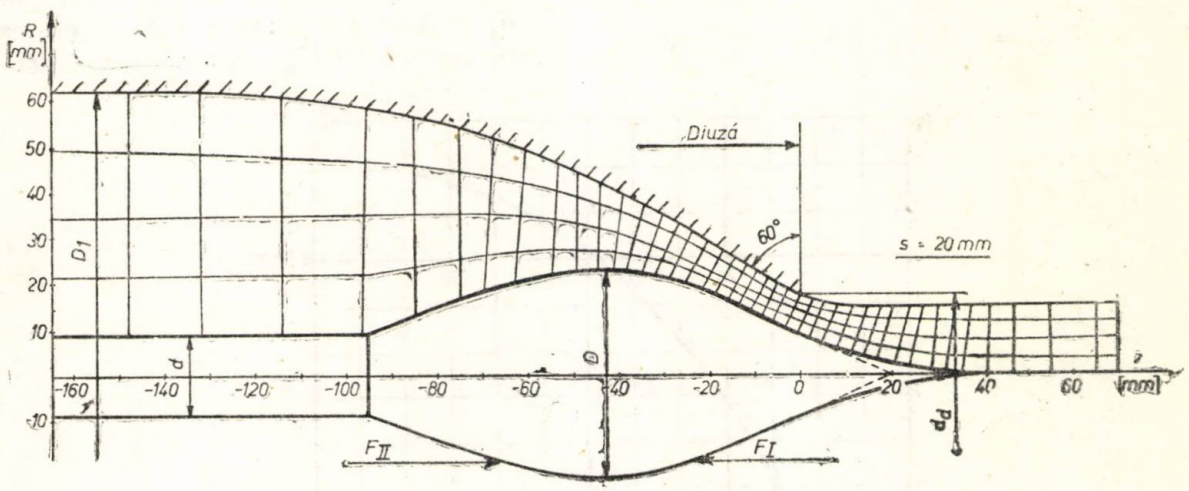


Fig. 4 Forma injectorului calculat. Împărțirea în elemente.

Datorită simetriei axiale, această forță acționează numai în direcția axială a acului.

Conform figurii 5, forța elementară dF_z va fi :

$$dF_z = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot dl \cdot p \cdot \sin 2 = 2\pi \cdot r \cdot p \cdot dr \qquad (17)$$

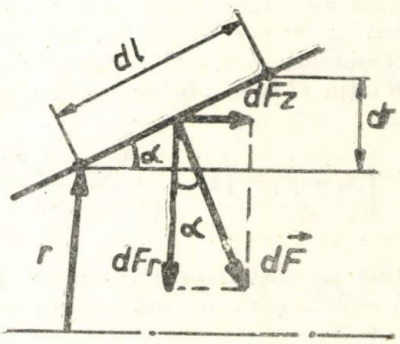


Fig. 5 Descompunerea forțelor pe suprafața acului.

Scriind ecuația lui Bernoulli, ia intrarea în injector și într-un punct oarecare pe ac, se

obține presiunea statică (p) în punctul respectiv. Astfel forța elementară devine :

$$dF_z = 2\pi r\left(p_0 + \rho g H_1^* - \frac{\rho}{2} v^2\right) dr, \quad (18)$$

unde p_0 este presiunea atmosferică, ρ densitatea lichidului, iar g — accelerația gravitațională.

Datorită faptului că în calcule s-a luat în mod constant $V_{1calc} = 1$ m/s, va trebui să se recalculeze vitezele pe suprafața acului în funcție de H_1^*.

Ținînd cont că vitezele variază liniar cu debitul, viteza într-un punct va fi :

$$V = V_{calc} \frac{Q}{S_1 \cdot V_{1\,calc}} \quad (19)$$

unde S_1 este secțiunea la intrarea în injector, cu formula :

$$S_1 = \frac{\pi}{4}(D_1^2 - d^2) \quad (20)$$

Notînd cu :

$$A = \rho g H_1^* \left(1 - \frac{V_{calc}^2 \cdot \sigma_{(s)}^2 \cdot d_d^4}{(D_1^2 - d^2)^2 - V_{1\,calc}^2}\right) \quad (23)$$

se obține în final forța pe acul injectorului la o anumită deschidere (s) :

$$F(s)_z = 2\pi \int_0^{D/2} Ar \cdot dr - 2\pi \int_{d/2}^{D/2} Ar \cdot dr \quad (24)$$

Integrarea acestei expresii se poate face numeric, dacă se citește din grafic viteza locală V_{calc}.

Toate aceste calcule sînt programate pe calculator. Observînd că forța pe ac depinde liniar de presiunea totală (H_1^*), s-a calculat caracteristica de forță pentru acul injectorului la $H_1^* = 1$ m. Pe figura 6 este reprezentată grafic variația lui $F_{(s)}^1$ în funcție de deschidere

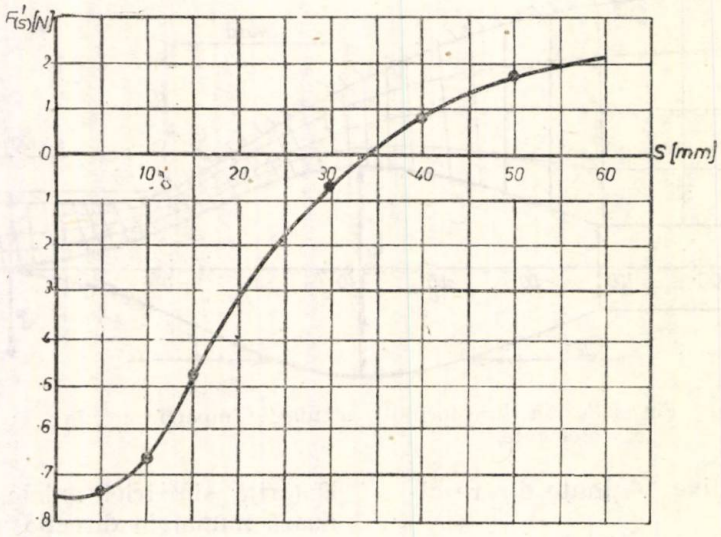


Fig. 6 Caracteristica de forță pentru acul injectorului.

De notat că distribuția de viteză este valabilă pentru toate injectoarele ce sînt în similitudine geometrică cu cel calculat. Dacă se înlocuiește expresia lui Q din (14) și a vitezei din (19), în relația (18) se obține pentru forța elementară :

$$dF_z = 2\pi r\left[p_0 + \rho g H_1^*\left(1 - \frac{V_{calc}^2 \cdot \sigma_{(s)}^2 \cdot d_d^4}{(D_1^2 - d^2) \cdot V_{1\,calc}^2}\right)\right] dr \quad (21)$$

Forța totală se obține prin integrare pe toată suprafața acului (considerînd semnul minus la închidere) :

$$F_z = -\int_0^{D/2} dF_z + \pi \frac{d^2}{4} p_0 + \int_{d/2}^{D/2} dF_z \quad (22)$$

(s). Forța pe injectorul industrial se calculează cu relația :

$$F_z(s,\ H^*) = F_{z(s)}^1 \cdot q^2 H^* \quad (25)$$

unde q este factorul de scară.

Exemplu de calcul

Se prezintă în continuare rezultatele de calcul pentru un injector calculat cu două tipuri de ace (fig. 4). Primul calcul a fost făcut pentru acul cu vîrf conic, trasat întrerupt pe figura 4, la deschiderea de $S = 20$ mm. Deschiderile coincid la ambele variante de ace. Dacă se definește coeficientul de presiune C_p conform [3],

$$Cp = \frac{V_1^2 - V^2}{V_2^2}, \qquad (26)$$

unde V_1 este viteza la intrarea în duză, V_2 este viteza medie a jetului și V — viteza în punctul considerat, atunci pentru duză și acul considerat se obține graficul din figura 7. Se observă că viteza are o scădere de 21%, în zona vîrfului acului, deci în această zonă este posibilă formarea vîrtejurilor. Zona cu viteză scăzută este destul de mare, aproximativ 20 mm amonte și aval de vîrful acului.

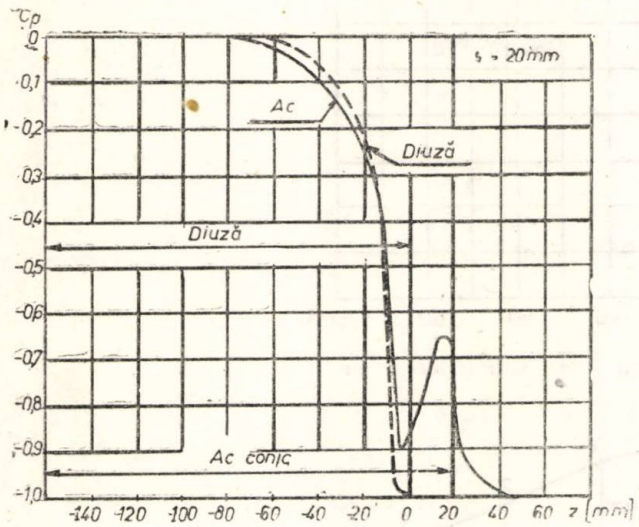


Fig. 7 Variația coeficientului de presiune pe injectorul inițial.

Modificînd forma acului (fig. 4) și păstrînd aceeași duză, se obține pentru S=20 mm coeficientul de presiune reprezentat pe figura 8. Este evident că a dispărut zona generatoare de vîrtej, și că variația vitezei este monoton crescătoare, atît pe duză cît și pe ac.

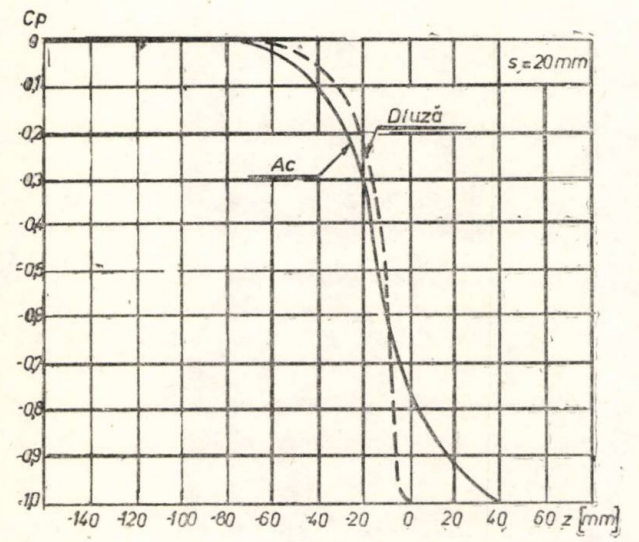


Fig. 8 Variația coeficientului de presiune pe injectorul modificat.

În figura 9 este reprezentată variația vitezei pe suprafața liberă a jetului și acului la o deschidere S = 30 mm, în prima aproximație

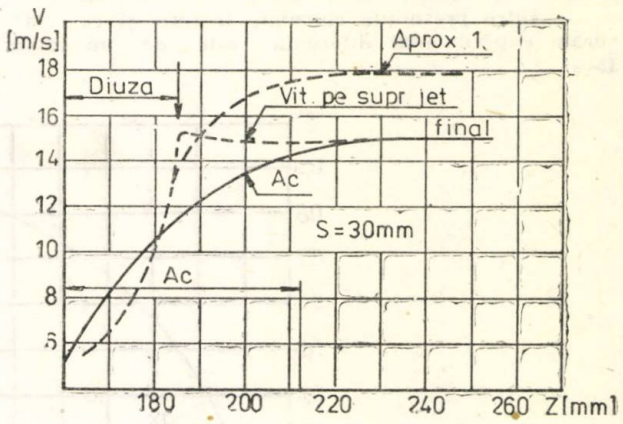


Fig. 9 Variația vitezei pe suprafața jetului la diferite aproximații.

a suprafeței jetului și la aproximația finală (a patra). Se observă că, începînd de la duză, viteza este constantă pe suprafața aleasă. Alegerea suprafeței jetului s-a făcut prin desenarea zonei respective la scara 10 : 1 și alegînd traiectoria ultimei linii de curent în așa fel să aibe o racordare cît mai naturală cu marginea duzei.

Aceste calcule au fost repetate pentru deschiderile de S=5, 10, 15, 30, 40, 50 mm, după care s-a putut trasa graficul coeficientului de strangulare $\sigma_{(s)}$, reprezentat în figura 10. Din această curbă, reiese că deschiderea maximă în zona aproximativ liniară este de S_{max}=0,6 d_d, deci nu se recomandă folosirea deschiderilor mai mari d.p.d.v. al reglajului automat de turație al turbinei.

Calculînd viteza V_{calc} din graficul de pe figura 8 și înlocuind în relația (23), s-a putut obține cu formula (24) caracteristica de forță pentru acul injectorului din figura 6.

Măsurări experimentale

Scopul măsurărilor experimentale este de a verifica exactitatea metodei de calcul al forțelor hidrodinamice ce acționează asupra acului, precum și observații vizuale și măsurări directe legate de compactitatea și diametrul jetului. Acul injectorului avînd profilul obținut prin metoda teoretică a fost executat și prevăzut cu cinci prize de măsurare ; conform figurii 11 în cele cinci puncte s-a calculat teoretic presiunea pentru o cădere dată H=const., la șase deschideri diferite ale injectorului, după care s-au făcut măsurări experimentale.

În urma măsurărilor experimentale făcînd comparație între presiunile calculate în cele cinci puncte de pe ac la diferite deschideri și

presiunile măsurate în aceleași puncte la aceleași deschideri păstrînd căderea $H = \text{const.} = H$ (calcul teoretic) și în urma vizualizării jetului se desprind următoarele **concluzii** :

— între presiunile calculate teoretic și cele măsurate experimental diferența este de maximum 15% ;

— diametrul jetului (d_j) măsurat pentru toate deschiderile corespunde celui calculat ;

— jetul este compact (după cum se poate vedea în fotografia din fig. 12) la toate deschiderile ;

— confirmarea valorilor calculate prin măsurările experimentale duce la garantarea metodei teoretice de proiectare a formei acului, a duzei și a calculului caracteristicii de forță pentru acul injectorului.

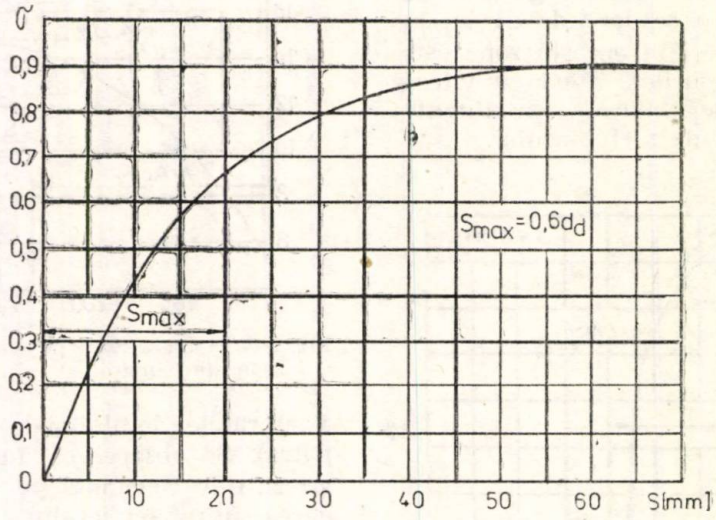


Fig. 10 Variația coeficientului de strangulare în funcție de S.

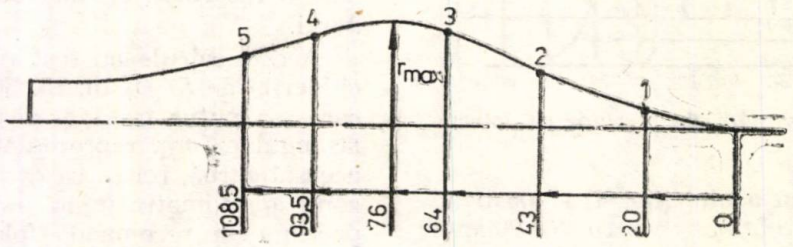


Fig. 11 Punctele de calcul și de măsură pe ac.

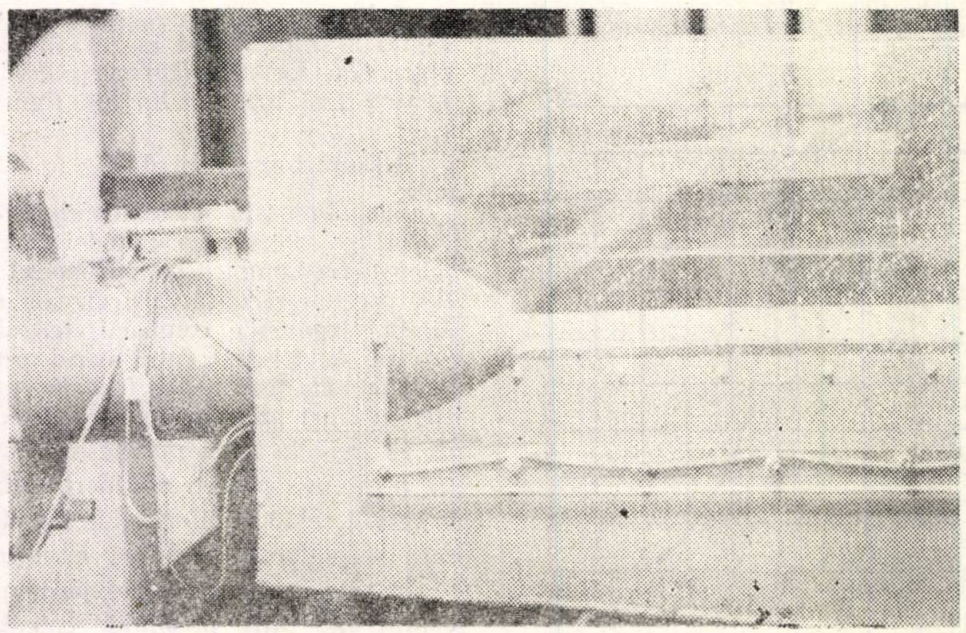


Fig. 12 Jetul la deschiderea $S = 20$ mm și $H = 7$ m.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Kolati, Iulia, Butaru, I.*: „Calculul curgerilor axial-simetrice din mașinile hidraulice cu metoda elementelor finite", În Revista „Construcția de mașini" nr. 35/ianuarie, 1983, pag. 30—36.

[2] *Anton, I.*: „Turbine hidraulice", Editura „Facla", Timișoara, 1979, pag. 548—572.

[3] *Kobayashi, R.*: „Teoria curgerii axial-simetrice printr-o duză de formă arbitrară" (lb. engleză). În revista „Zamm" nr. 42/1962, vol. 7/8 pag. 281—295, R.F.G.

CZ : 621.224.2

Influența geometriei rotorului asupra regimului optim al modelelor de turbine hidraulice tip Francis

Dr. ing. Iacob **VOIA**, fiz. Natalia **MARTON** C.C.S.I.T.E.H. — Reșița

Pentru dezvoltarea unor noi modele de turbine hidraulice, preocupările se concentrează asupra a două probleme principale :

— realizarea regimului optim propus, adică valorile turațiilor și debitelor unitare n_{11} Q_{11} corespunzătoare punctului de calcul ;

— asigurarea unor pierderi hidraulice minime în ansamblul modelului și a unor coeficienți de cavitație cît mai reduși.

Realizarea regimului optim este condiționată la rîndul ei de alte două elemente : traseul hidraulic și geometria rotorului. În rezolvarea acestei probleme, dificultatea cea mai mare este realizarea randamentului maxim la debitul propus. În această direcție nu există încă o metodă sigură care să permită precizarea exactă a influenței asupra debitului optim a geometriei traseului hidraulic și respectiv a rotorului.

Influența traseului este tratată în literatură, îndeosebi prin prisma înălțimii relative a aparatului director $\bar{b}_0$ [1]. Cercetările efectuate în laboratorul C.C.S.I.T.E.H. Reșița asupra turbinelor axiale au evidențiat o corelație a debitului optim al modelului, în funcție de traseu, acesta fiind caracterizat prin debitul scurs în absența paletelor rotorice, Q'_{11}. Astfel s-a determnat experimental o corelație sub forma $Q_{11}^{opt}/Q'_{11} = f(nq)$, [2, 3], $n_q = n \cdot Q^{1/2} \cdot H^{-3/4}$ fiind rapiditatea mașinii.

Datele experimentale arată o influență considearbilă a geometriei rotorului asupra poziției punctului optim. Rotori-model cu geometria paletelor diferită, încercați în același traseu hidraulic, au poziții ale punctelor optime foarte diferite. Pentru exemplificare, se prezintă în figura 1, în coordonate (n_{11}, Q_{11}), domeniile de randament maxim pentru șapte rotori Francis încercați în același traseu hidraulic. Diametrul caracterstic al rotorului a fost $D_1 = 350$ mm.

Din figură rezultă clar o influență considerabilă a geometriei paletei asupra regimului optim. Acest fapt este deosebit de important pentru practică, întrucît devine posibilă — prin realizarea unei game de rotori — aco-

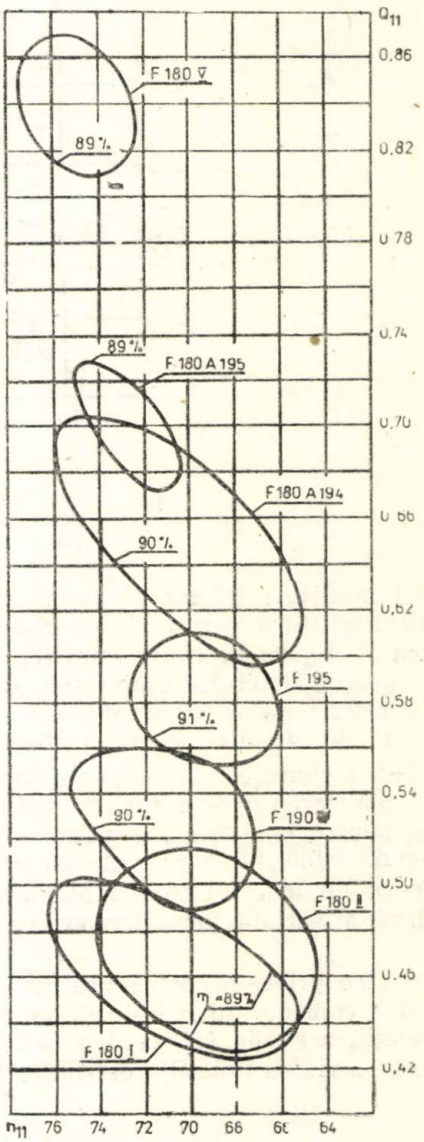


Fig. 1 Poziția regimului optim pentru geometrii diferite ale paletelor rotor.

perirea optimă a domeniului H, Q, îndeosebi la puteri mici, prin utilizarea unor agregate tipizate. Păstrînd deci traseul tipizat al turbinei Francis, dar cu o gamă de rotori, se poate asigura amplasarea optimă a zonei de funcționare.

În această idee, trebuie asigurate controlul geometriei și posibilitatea de influențare a ei. Forma spațială complicată a paletei nu permite o definire geometrică directă pe baza unor parametri globali.

Metoda cea mai adecvată este apelarea la o transformare conformă a suprafețelor axialsimetrice de scurgere în plan [4]. În acest mod rezultă o serie de rețele de profile plane liniare, a căror geometrie poate fi analizată mai simplu și modificată sistematic [5, 6].

Ținînd cont de relațiile :

$$V_2^2 = \frac{V_{m2}^2}{\sin^2 \alpha_2}; \quad W = \frac{V_{m2}^2}{\sin^2 \beta_2}$$

$$V_{m2} = \frac{V_{m2}}{V_{ms}} V_{ms} = \lambda \frac{4Q}{\pi D_s^2} =$$

$$= \frac{4\lambda}{\pi} \cdot \frac{Q_{11} D_1^2 \sqrt{H}}{D_2^2} \quad (D_s \cong D^2)$$

rezultă :

$$\sigma_T = \frac{16\lambda^2}{\pi^2} \cdot \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^4 \cdot \left(\frac{Q_{11}^2}{2g}\right) \cdot \left(\frac{k_{p\,\max}}{\sin^2 \beta_2} + \frac{\eta_{ta}}{\sin^2 \alpha_2}\right) \quad (2)$$

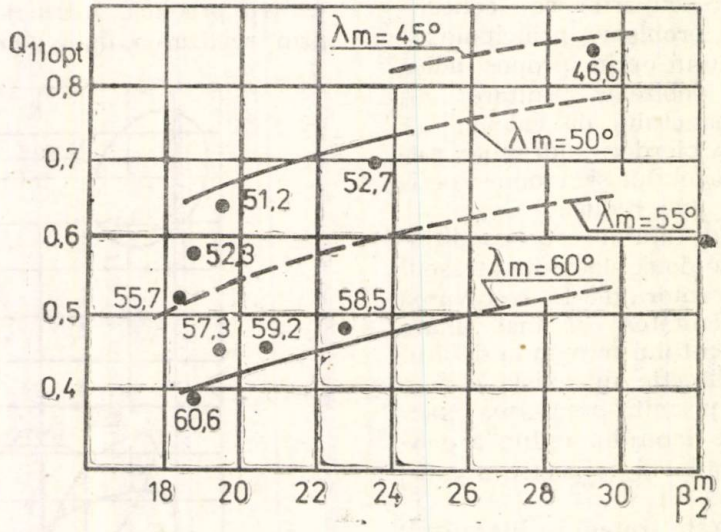


Fig. 2 Dependența debitului optim de unghiul de înclinare al rețelei și unghiul de la ieșire al paletelor.

Astfel analiza rețelelor plane pentru nouă rotori Francis [6] a permis deducerea unei corelații ca în figura 2. Deci elementele hotărîtoare în poziția debitului optim sînt înclinarea medie a rețelei λ_m și unghiul de la ieșire al rețelei față de direcția vitezei periferice β_{2m}.

Această concluzie este importantă pentru că, prin realizarea unor rotori cu valori intermediare pentru λ_m și β_{2m}, , se poate acoperi un larg cîmp de debite, în mod controlat și sistematic. Experimentările au confirmat plasarea intermediară a variantelor calculate pe această bază.

În ceea ce privește coeficientul de cavitație al turbinei, considerînd o linie de curent mijlocie, relația acestuia [1], pentru $a_M D/H \cong 0$ și $k_{UM} \cong 0$, se scrie cu notațiile obișnuite la turbine :

$$\sigma_T = k_{p\,\max} \frac{W_2^2}{2gH} + \eta_{ta} \frac{V_2^2}{2gH} \quad (1)$$

cu valorile medii :

$$\beta_2 = 18^0; \ \alpha_2 = 80^0; \ \eta_{ta} = 0{,}8; \ \lambda = 1{,}2$$

rezultă :

$$\sigma_T = (1{,}246 \ k_{p\,\max} + 0{,}0981) \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^4 Q_{11}^2 \quad (3)$$

sau, dacă debitul redus se calculează cu diametrul de la ieșire $Q'_{11} = Q/D_2^2\sqrt{H}$:

$$\sigma_T = (1{,}246 \ k_{p\,\max} + 0{,}0981) \ Q'^2_{11} \quad (4)$$

Deci, la rețele corect dimensionate, unde $k_{p\,\max}$ nu diferă mult, în condițiile în care se urmărește o creștere a debitului, aceasta va atrage după sine o creștere corespunzătoare a coeficientului de cavitație al turbinei, ceea ce ar putea determina scăderea eficienței economice pe ansamblul amenajării.

Problema realizării unui randament cît mai mare al modelului poate fi analizată numai pe

baza încercărilor în stand. Aici este deosebit de importanță cunoașterea cît mai precisă a pierderilor volumice și prin frecarea de disc, altfel aprecierea corectitudinii geometriei rotorului este imposibil de efectuat. Pe de altă parte, nu trebuie efectuate modificări asupra traseului, fără a analiza condițiile hidrodinamice în ansamblu.

Analiza independentă a părților de scurgere nu este elocventă. Experiența ne-a arătat că modificările traseului pot altera caracteristicile modelului foarte mult și dau impresia nereală a unui rotor cu alte performanțe. Valorile prezentate în figura 2 arată că o dimensionare conform metodei din [5, 6] asigură randamente globale corespunzătoare pentru modele. Variantele F 190 și 195 din figura 2 au fost proiectate pe baza celor prezentate mai sus, fapt care confirmă metoda de studiu.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Anton, I.*: Turbine hidraulice. Ed. „Facla", Timișoara, 1979.

2] *Voia, I.*: O ipoteză privind valoarea lui Q_{1i}^{opt} pentru modelele turbinelor hidraulice. În vol.: Metode moderne în concepția și realizarea hidroagregatelor. Reșița, 1978, pag. 161—164.

[2] *Anton, I., Câmpian, C.V.*: Elemente privind corelația traseu hidroulic-rotor la turbinele bulb și mașinile hidraulice axiale reversibile. În „Construcția de mașini", nr. 3, 1980.

[4] *Streoheletzky, M.*: Zur konformen Abbildung dung von Stromflächen in rotationssymmetrischen Höhlräumen, in: Voith Forschung und Konstruktion, Heft 14, Aufsatz 2, 1965.

[5] *Voia, I.*: Aplicarea rețelei plane de profile la studiul rotorilor radial-axiali ai mașinilor hidraulice. În: Construcția de mașini, nr. 1, 1983.

[6] *Voia, I.*: Results concerning the application of plane cascade at the study of radial-axial runners of the hydrauliac machines. In: Procedings of the seventh conference on Fluid Machinery, vol. 2, pag. 931—938, Akademiai Kiado, Budapest, 1983.

CZ : 621.224.2

Un criteriu de apreciere a posibilității apariției turbionului vidat în tubul de aspirație al unei turbine hidraulice

Ing. Carol **LUPȘIASCA**, ing. Ioan **BEJAN** — C.C.S.I.T.E.H. — Reșița

Introducere

Fenomene de instabilitate în tuburi de aspirație apar relativ frecvent la turbine hidraulice de tip Francis. Formarea unui turbion vidat sub rotor este însoțită, de obicei, de vibrații puternice și de zgomote care dau impresia unor lovituri brutale asupra pereților interiori ai tubului de aspirație. La turbinele care prezintă un asemenea fenomen pot apărea daune ca smulgerea ogivei rotorului din îmbinare, sau ruperea stelei de susținere a conductelor de aerisire interioare.

Deși fenomenul a fost studiat de diferiți autori, pînă în prezent nu s-au stabilit criterii valorice care să permită aprecierea susceptibilității unei mașini la apariția acestui fenomen și, implicit, asigurarea din proiect, prin încercări pe modele și interpretarea rezultatelor în baza unui astfel de criteriu, a unor dimensionări corespunzătoare evitării regimurilor periculoase de instabilitate în tuburi de aspirație.

Manifestările turbionului vidat sînt foarte capricioase și apar situații care lasă impresia că orice turbină în curs de realizare poate fi susceptibilă de apariția acestui fenomen în anumite regimuri. Multitudinea factorilor ce intervin în derularea fenomenului este într-adevăr mare, dar de fapt în stabilirea condițiilor care favorizează apariția regimurilor instabile trebuie pornit de la starea anterioară, stabilă, de funcționare, și determinată condiția limită de stabilitate. Procedînd în acest mod, putem să ne limităm la mărimile ce caracterizează un regim staționar și să facem abstracție de mărimile nestaționare și de manifestările relativ anarhice ce caracterizează curgerea în tubul de aspirație, după ce turbionul este deja format.

Prin lucrarea de față ne propunem să stabilim un criteriu valoric care să reflecte corelațiile existente în situația limită de trecere de la un regim stabil la unul instabil, datorat turbionului. Vom apela la descrierea fenomenului în sine, doar în măsura în care aceasta contribuie la definirea modelului de calcul.

Notații (unități de măsură în SI)

B — înălțimea secțiunii de intrare în rotorul Francis [m];

b — raportul B/D;

D_1 — diametrul caracteristic la intrare în rotor [m];

D_2 — diametrul la ieșire din rotor [m];

D_3 — diametrul ia intrare în tubul de aspirație [m] ;
g — accelerația gravitațională [m.s^{-2}] ;
H — căderea netă a turbinei [m] ;
H_B — înălțime barometrică [m] ;
H_s — înălțime de aspirație [m] ;
h — înălțime hidraulică [m] ;
n — turație [rot/min] ;
n_{11} — turație unitară ;
n_s — turație specifică ;
p — presiune]N.m^{-2}[;
Q — debitul turbinei [m^3.s^{-1}] ;
Q_{11} — debit unitar ;
r — distanță la axa de rotație [m] ;
t — timp [s] ;
u — viteză tangențială [m.s^{-1}] ;
v — viteza absolută a curentului [m.s^{-1}] ;
v_m — componenta meridională a vitezei absolute [m.s^{-1}] ;
v_u — componenta tangențială a vitezei absolute [m.s^{-1}] ;
α_1 — unghiul de poziție al paletelor directoare ;
δ — raportul [D_2/D] ;
γ — greutate specifică [N.m^{-3}] ;
η — randamentul turbinei ;
η_d — randamentul tubului de aspirație ;
ρ — densitatea fluidului [kg.m^{-3}] ;
ω — viteza unghiulară [rad. s^{-1}] ;

Indici

a — ieșire din paletaj în proximitatea ogivei ;
s — nivel de tranziție în apropierea locului de amors al vîrtejului central ;
$\varkappa$ — nivel de stabilizare al vîrtejului central ;
v — vîrtej ;
o — axa de rotație a turbinei ;
2 — periferia de ieșire din rotor ;
M — model hidraulic ;
T — turbina reală.

Criterii empirice

Pentru evitarea fenomenelor de instabilitate în tuburi de aspirație, se consideră în general necesară limitarea, încă din start, la dimensionarea unei turbine, a vitezei la intrarea în tubul de aspirație. Valorile indicate în acest sens se ridică pînă la cel mult $v_{m2} = 12$ m/s. Se practică limitări și mai severe. R.H. Thike consideră, ca măsură ideală, reducerea vitezei meridiane a apei, la ieșirea din conul de aspirație, pînă la valoarea de 3,5 m/s, prin lungirea conului și adoptarea unei conicități mărite [1]. Referindu-se în schimb la viteze meridiane în secțiunea de intrare în tubul de aspirație, Bureau of Reclamation (S.U.A.) impune la turbinele sale o limitare la valori de 6 pînă la 9,8 m/s [2].

Asemenea limitări pornesc de la constatarea că depășirea unor viteze de curgere, ca valoare absolută, conduce la o funcționare necorespunzătoare, datorită fenomenelor de instabilitate. Intervine următorul aspect, în aparență derutant : fenomenele de instabilitate nu apar în regimul de dimensionare, ci — cu prioritate — în regimuri parțiale, amplificîndu-se cu micșorarea căderii de exploatare, dar o turbină devine cu atît mai susceptibilă la apariția acestor fenomene, cu cît dimensionarea ei s-a făcut la viteze mari, în regimul de calcul sau de încărcare maximă. Explicația constă în faptul că regimurile critice sînt condiționate de viteze tangențiale la ieșirea din rotor mai mari, la încărcări parțiale, și respectiv la căderi mai mici decît cea de calcul, dar care ating valori critice la turbine dimensionate pentru căderi ce depășesc anumite valori limită aplicabile la o turație specifică dată.

Limitarea căderilor, funcție de turația specifică a unui model, sau, invers, alegerea turației specifice, funcție de căderea la care va funcționa turbina, se aplică de mult, în legătură cu evitarea unor cote de instalare prea coborîte ale turbinelor față de nivelul apei din aval. Sub acest aspect, criteriul acesta are mai degrabă un caracter economic, deși derivă din condiția evitării fenomenelor de cavitație. Implicit, prin limitarea căderii de utilizare a unui model de turație specifică dată, apare, în cazul adoptării unor valori relativ mici ale căderilor, și o susceptibilitate redusă la apariția fenomenelor de instabilitate în tuburi de aspirație.

Aliniate la aceeași formulă cu puterea P în [kW], relațiile empirice sau statistice care redau legătura H (n_s) sînt în principal :

(A) SORENSEN-DAVIS $n_s = 1260.H^{-0,489}$

(B) SIERVO-LEVA [3] $n_s = 3470.H^{-0,625}$

(C) S.U.A. — RSHRT $n_s = 1588.H^{-0,5}$

(D) S.U.A. — BR [2] $n_s = 2000.H^{-0,5}$

(E) HITACHI/CEI $n_s =$

$$= \frac{1300}{H + 20} + 50$$

Criteriul de limitare după viteza meridiană și criteriul de limitare după cădere sînt echivalente. Se poate observa că în cazul adoptării unei valori $v_{m3} = \text{const.}$

$$\text{din } v_{m3} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D_3^2}$$

rezultă :

$$H = K \cdot \left(\frac{D_3}{D}\right)^4 \cdot \frac{1}{Q_{11}^2}$$

Cum raportul D_3/D și valoarea Q_{11} în zona deschiderilor maxime de dimensionare sînt funcții de n_s, rezultă o dependență H (n_s).

În figura 1 sînt reprezentate corelațiile H (n_s) ce corespund relațiilor A — E, ca și cele corespunzătoare unor constante v_{m3} = = 10 m/s (curba **F**) și v_{m3} = 12 m/s (curba **G**). Se poate observa că limitele adoptate după diverse surse pot conduce la rezultate foarte diferite în dimensionarea unei mașini. De altfel, ele redau doar reguli empirice de antedimensionare, soluțiile definitive conturîndu-se abia după alinierea interesului pentru realizarea unei investiții cît mai ieftine cu posibilitățile reale ale furnizorilor în ceea ce privește performanțele turbinei.

tate o poziție centrică și coaxială față de prima porțiune a tubului de aspirație.

Fenomenele la care ne referim în această lucrare sînt cele care se manifestă odată cu apariția turbionului vidat, dar cu excluderea celor provocate de cavitație. În cadrul încercărilor pe modele, pentru a pune în evidență turbionul, se procedează la o diminuare a înălțimii de aspirație într-o manieră similară celei practicate la încercări cavitaționale. De altfel, la modele obișnuite pentru încercări energetice și cavitaționale, turbionul apare de regulă numai în condiții de funcționare cavitațională.

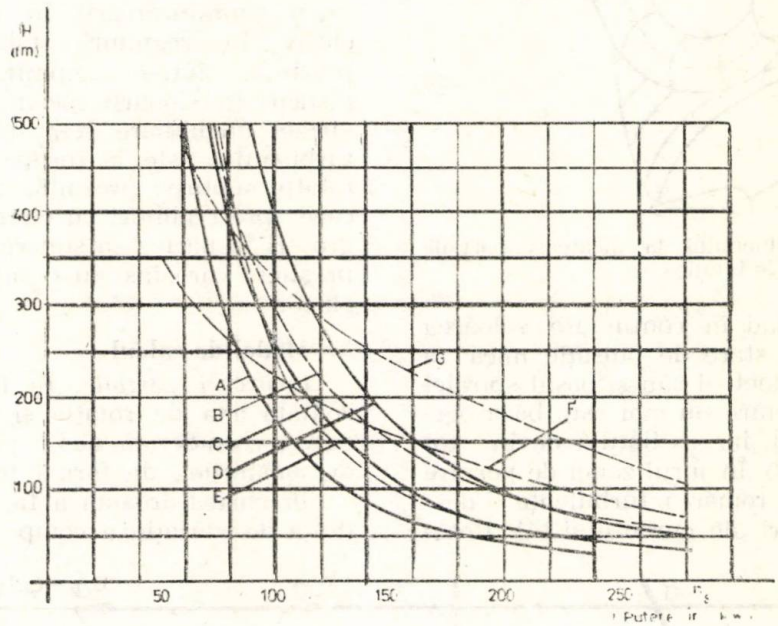


Fig. 1 Corelația cădere — turație specifică, corespunzătoare ecuațiilor statistice.

În legătură cu fenomenele de instabilitate în tuburi de aspirație, prescrierea unor valori limită pentru H sau v_{m3} nu poate rezolva problema decît în situații bine definite. Un criteriu care să ducă la rezultate sigure nu poate fi decît unul care reflectă corelația reală între mărimile ce condiționează apariția fenomenului.

Turbionul vidat

Pentru a elimina confuzii posibile, vom desemna în cele ce urmează prin turbion vidat, formația turbionară nestaționară ce însoțește fenomenele de instabilitate din tuburile de aspirație (germ. „Wirbelzopf", engl. „vortex") și care prezintă cel puțin în proximitatea ogivei rotorului porțiuni cu vaporizări ale apei. Termenul de vîrtej central îl com utiliza pentru vîrtejul (germ. „Wirbelkern", „Totwasserkern") care există în orice regim cu circulația (tangențială) la ieșire din rotor și care ocupă înaintea declanșării fenomenelor de instabili-

În scopul punerii în evidență a turbionului, înainte de apariția cavitației, se recurge — de aceea — la încercări speciale, pe modele de dimesiuni mici (diametru rotor sub 300 sau chiar sub 250 mm).

La o înălțime de aspirație suficient de mică, apariția turbionului vidat poate fi provocată aproape pe întregul domeniu de funcționare al modelului, cu excepția unei benzi situate de-a lungul regimurilor fără circulație (tangențială) la ieșire din rotor, trecînd evident prin regimul optim. Se disting două cîmpuri pe caracteristica universală:

— regimuri de încărcare parțială, prin care vom desemna regimurile situate pe liniile n_{11} = const., avînd debite unitare mai mici decît cel al regimului cu ieșire normală (optim) la același n_{11};

— regimuri de supraîncărcare, prin care vom desemna regimurile de funcționare cu debite unitare mai mari decît cel optim la același nivel n_{11}.

În cazul încărcărilor parțiale, dacă la o

anumită deschidere a aparatului director se mărește turația, se poate constata, de la o anumită valoare a acesteia, apariția la baza ogivei a unui turbion de diametru mic, de formă spirală (tirbușon) și prezentînd oscilații

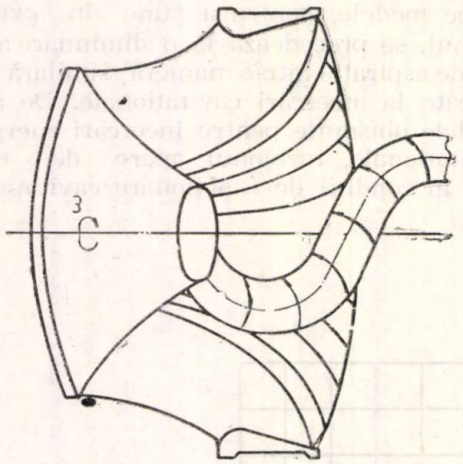


Fig. 2 Configurația turbionului la încărcări parțiale ale unei turbine hidraulice.

relativ mari. Ridicînd în continuare valoarea turației se atinge o stare de pulsație mică a turbionului, dar diametrul său și pasul spiralei crește. Locul de pornire nu mai este baza ogivei, ci latura ogivei, iar oscilațiile devin tot mai puternice (fig. 2). În jurul zonei de pornire de pe ogivă se pot remarca turbulențe, desprinderi și întoarceri ale curentului [4]. Rotația în ansamblu a turbionului ca și cea în jurul axei proprii coincid cu sensul de rotație al turbinei și al circulației din tubul de aspirație. Dacă fenomenul se urmărește la turație constantă, prin diminuarea debitului, fazele de evoluție a turbionului sînt similare. Pe măsura micșorării debitului, turbionul se desface uneori în două spirale diametral opuse, sau chiar în mai multe fire mărunte [5].

În cazul regimurilor de supraîncărcare, nu se constată pulsații specifice turbionului, în zona de ieșire a paletajului și pe laturile ogivei [4]. Curgerea prin rotor este axial-simetrică. Vîrtejul central este însă prezent și în cazul supraîncărcării, în vîrful ogivei, inclusiv în regimuri stabile. Turbinoul vidat prezintă, într-o anumită fază de evoluție, răsuciri (torsionări) specifice unei modificări a vitezei unghiulare de-a lungul axei. Aspectul turbionului este la început liniar și coaxial, relativ subțire ; prezintă, apoi, pe măsura trecerii spre regimuri cu circulație mai mare, îngroșări în partea sa superioară sau fire de împrăștiere care înscriu o suprafață cu formă de clopot.

Model de calcul

Încărcări parțiale. În figura 3 este reprezentată axa de rotație și semiprofilul unei ogive, considerată aici, pentru simplificarea demonstrației, de formă tronconică.

În partea dreaptă a figurii este redată tendința de variație a componentei tangențiale a

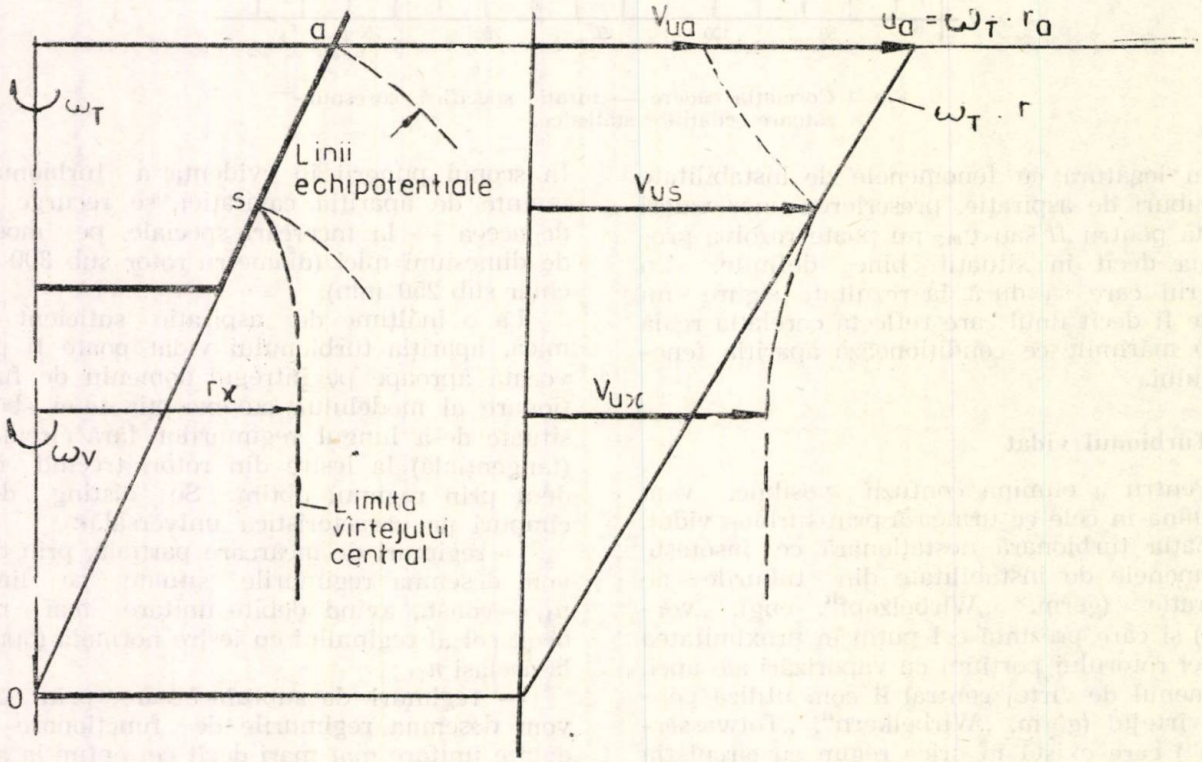


Fig. 3 Schema vitezelor tangențiale din proximitatea ogivei, la încărcări parțiale ale turbinei.

vitezei v_u, pe linia de curgere ce urmărește latura ogivei. Viteza v_u crește pe măsura micșorării razei r, dar nu poate evolua după legea $r \cdot v_u = \text{const.}$ pînă la axa 0, întrucît la $r_0 = 0$ ar rezulta $v_{u0} = \infty$. Formarea unui vîrtej central cu o rotație unghiulară ω_v relativ constantă este inerentă, în orice regim al turbinei cu circulație la ieșire, deci practic în toate regimurile parțiale și de supraîncărcare. Creșterea valorii v_u o putem considera pînă la un punct s unde :

$$v_{us} = \omega_T \cdot r_s$$

Dincolo de acest punct, se va forma vîrtejul central cu tendință de stabilizare la o viteză unghiulară :

$$\omega_v = c \cdot \omega_T = c \frac{u_2}{r_2},$$

mișcarea sa fiind întreținută de ogivă și de circulația din jur. De regulă, viteza unghiulară a unui vîrtej poate fi aproximată la valoarea înjumătățită a rotației corpului solid de care se atașează, adică $c = 0{,}5$.

Extinderea în zona x a vîrtejului central rezultă din cele două condiții pe care trebuie să le îndeplinească valoarea v_{ux} :

— ca viteză tangențială a fluidului la marginea exterioară a vîrtejului central :

$$v_{ux} = r_x \cdot \omega_v = r_x \cdot \frac{u_2}{2 \cdot r_2}$$

— ca viteză tangențială a fluidului la marginea interioară a zonei echipotențiale :

$$v_{ux} = \frac{v_{u2} \cdot r_2}{r_x}.$$

Din aceste două condiții rezultă :

$$r_x \frac{u_2}{2r_2} = \frac{v_{u2} \cdot r_2}{r_x}$$

de unde

$$\left(\frac{r_x}{r_2}\right)^2 = \frac{2v_{u2}}{u_2} \qquad (1)$$

Rezultă că la o turbină funcționînd cu turație constantă, dimensiunea r_x a vîrtejului central are valori diferite în regimuri parțiale, funcție de mărimea relativă a vitezei tangențiale la ieșirea din rotor.

Supraîncărcări. În cazul supraîncărcărilor, componenta tangențială a vitezei absolute are sens opus vitezei periferice a rotorului. Ca și în cazul încărcărilor parțiale, v_u crește pe măsura micșorării razei ogivei, dar întîlnește un vîrtej central pornind din baza ogivei care se rotește în sens invers. Putem admite că din acest punct v_{ux} rămîne relativ constant, sau suferă chiar o ușoară descreștere, după ce în interacțiunea cu vîrtejul central provoacă — în primă instanță — o frînare a acestuia, apoi inversarea sensului său de rotație pînă la punctul în care $v_{us} = r_s \cdot \omega_v$

Din ipoteza $v_{ux} = v_{us}$, rezultă că :

$$\omega_v' = -\omega_v = \frac{\omega_T}{2}$$

Modelul de calcul definit în acest fel se confirmă prin imaginile de dezvoltare a turbionului de suprasarcină, care, funcție de regim, se dezvoltă din interiorul unui clopot racordat la direcția marcată în figura 4, se înfățișează

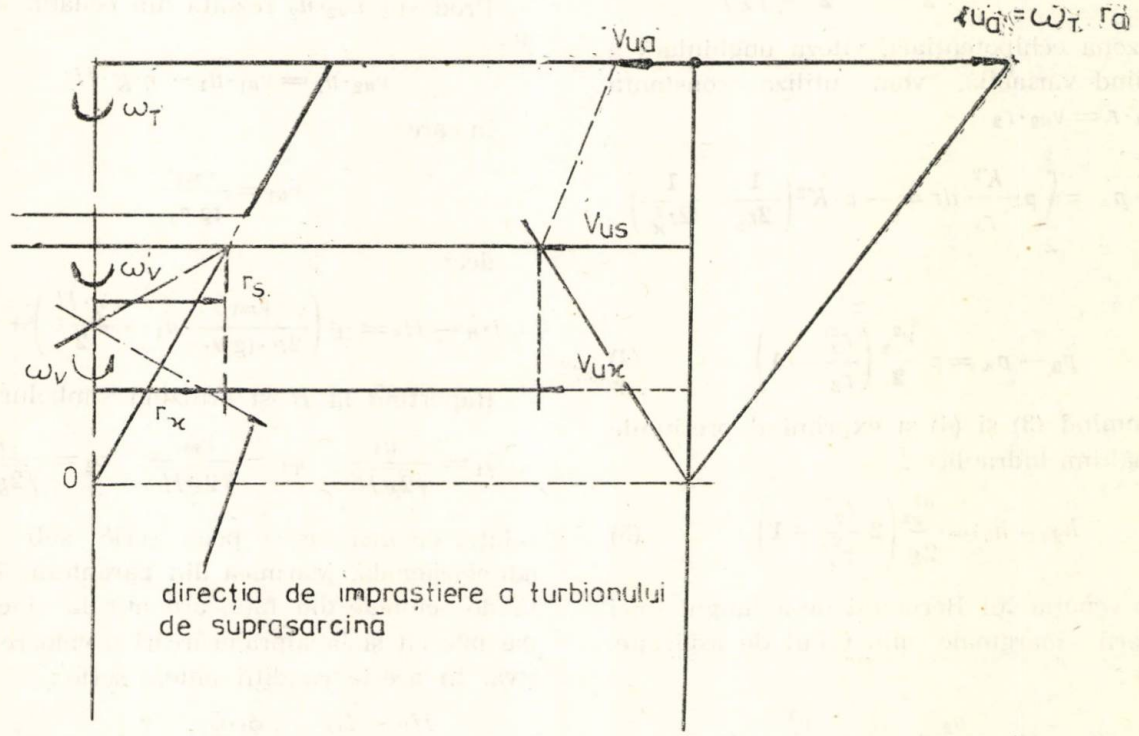


Fig. 4 Schema vitezelor tangențiale din proximitatea ogivei, la supraîncărcări ale turbinei.

sub forma unor linii de bule ce se înscriu pe suprafața acestui clopot, sau se reduce (în cazul unor valori r_x mici) la un tub ce pornește din vîrful ogivei.

Similar situației anterioare, trebuie îndeplinite concomitent :

$$v_{ux} = r_x \cdot \omega_v = -r_x \cdot \frac{u_2}{2r_2}$$

$$v_{ux} = \frac{v_{u2} \cdot r_2}{r_x}$$

deci

$$\left(\frac{r_x}{r_2}\right)^2 = \frac{2 \cdot |-v_{u2}|}{u_2} \qquad (2)$$

Ecuația presiunii

Repartiția presiunii în sens transversal, de la periferie spre centrul secțiunii, la intrarea în tubul de aspirație, are loc după legi diferite în cele două zone, echipotențială și de vîrtej. Ambele derivă însă din forțe centrifuge.

În zona vîrtejului central :

$$p_x - p_0 = \int_0^x \rho \cdot \omega_v^2 \cdot r \cdot dr = \rho \cdot \omega_v^2 \cdot \left(\frac{r^2}{2} - \frac{r_0^2}{2}\right)$$

respectiv cu $r_0 = 0$

$$p_x - p_0 = \rho \cdot \frac{v_{ux}^2}{2} = \rho \frac{v_{u2}^2}{2} \cdot \left(\frac{r_2}{r_x}\right)^2 \qquad (3)$$

În zona echipotențială, viteza unghiulară a apei fiind variabilă, vom utiliza constanta $K = v_u \cdot r = v_{u2} \cdot r_2$

$$p_2 - p_x = \int_x^2 \rho \cdot \frac{K^2}{r_3}\, dr = -\rho \cdot K^2 \left(\frac{1}{2r_2^2} - \frac{1}{2r_x^2}\right)$$

sau

$$p_2 - p_x = \rho \frac{v_{u2}^2}{2} \left(\frac{r_2^2}{r_2} - 1\right) \qquad (4)$$

Însumînd (3) și (4) și exprimînd presiunile prin înălțimi hidraulice :

$$h_2 - h_0 = \frac{v_{u2}^2}{2g} \left(2 \frac{r_2^2}{r_x^2} - 1\right) \qquad (5)$$

Din ecuația lui Bernoulli de-a lungul unei traiectorii marginale din tubul de aspirație, rezultă :

$$H_B - H_s = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} - \frac{v_e^2}{2g} - h_p$$

sau înlocuind :

$$h_2 = \frac{p_2}{\gamma}$$

$$\frac{v_e^2}{2g} + h_p = 1 - \eta_d \frac{v_{m2}^2}{2g}$$

și

$$v_2^2 = v_{u2}^2 + v_{m2}^2$$

putem scrie

$$H_B - H_s = h_2 + \frac{v_{u2}^2}{2g} + \eta_d \frac{v_{m2}^2}{2g}$$

în care η_d este randamentul tubului de aspirație cu includerea pierderii prin viteza la ieșire.

Vom lua în considerare situația în care, la o anumită valoare a lui H_s, presiunea în centrul vîrtejului devine nulă ($h_0 = 0$).

În acest caz, din relațiile (5) și (6) rezultă :

$$H_B - H_s = \frac{v_{u2}^2}{2g} \cdot 2 \left(\frac{r_2}{r_x}\right)^2 + \eta_d \frac{v_{m2}^2}{2g} .$$

sau ținînd seama de relațiile (1) și (2) :

$$H_B - H_s = \pm \frac{v_{u2} \cdot u_2}{2g} + \eta_d \frac{v_{m2}^2}{2g} ,$$

semnul pozitiv referindu-se la încărcări parțiale, iar semnul negativ la supraîncărcări, corespunzător sensurilor vectorului v_{u2}.

Produsul $v_{u2} \cdot u_2$ rezultă din ecuația turbinei :

$$v_{u2} \cdot u_2 = v_{u1} \cdot u_1 - \eta \cdot g \cdot H$$

în care

$$v_{u1} = \frac{v_{m1}}{\operatorname{tg} \alpha_1}$$

deci

$$H_B - H_s = \pm \left(\frac{v_{m1}}{2g \cdot \operatorname{tg} \alpha_1} \cdot u_1 - \frac{\eta \cdot H}{2}\right) + \frac{v_{m2}^2}{2g}$$

Raportînd la H și utilizînd simbolurile :

$$\psi_1 = \frac{u_1}{\sqrt{2gH}} ; \quad \varphi_1 = \frac{v_{m1}}{\sqrt{2gH}} ; \quad \varphi_2 = \frac{v_{m2}}{\sqrt{2gH}}$$

relația de mai sus se poate scrie sub formă adimensională. Mărimea din paranteză, afectată de semnele din față, are atît la încărcări parțiale cît și la supraîncărcări o valoare pozitivă. În aceste condiții putem scrie :

$$\frac{H_B - H_s}{H} = \left|\frac{\varphi_1 \cdot \psi_1}{\operatorname{tg} \alpha_1} - \frac{\eta}{2}\right| + \eta_d \cdot \varphi_2^2$$

Notînd partea dreaptă a ecuației cu τ_{th} și observînd că partea din stînga reprezintă coeficientul Thoma de instalare a turbinei, condiția evitării vidului în centrul vîrtejului central devine :

$$\sigma_i > \tau$$

Mărimea τ poate servi drept criteriu de stabilitate a susceptibilității turbinei la fenomene de instabilitate în tubul de aspirație. Rezultă că prin alegerea adecvată a înălțimii de aspirație H_s, respectiv a valorii σ_i, se poate evita atît fenomenul de cavitație cît și cel de instabilitate, dar cu condiția asigurării concomitente și în toate regimurile a corelațiilor : $\sigma_i > \sigma_{cr}$; $\sigma_i > \tau$

După cum vom vedea, valorile critice diferă de la model, la turbină, fapt pentru care expresia din relația (8) o vom desemna drept criteriu teoretic, adică

$$\tau_{th} = \frac{\varphi_1 \cdot \psi_1}{\operatorname{tg} \alpha_1} - \frac{\eta}{2} + \eta_d \cdot \varphi_2^2$$

sau în mărimi unitare :

$$\tau_{th} = \frac{Q_{11} \cdot n_{11}}{120 \cdot g \cdot b \cdot \operatorname{tg} \alpha_1} - \frac{\eta}{2} + \frac{8 \cdot \eta_d}{\pi^2 \cdot \vartheta^4 \cdot g} \cdot Q_{11}^2 \quad (9)$$

Transpunere de la model la turbină

În cazul transpunerii de la model la turbină intervin două situații :

a. Modelul și turbina sînt identice, funcționarea are loc în regimuri cu aceeași turație specifică, dar una din mașini lucrează la o turație efectivă și la o cădere mai mare decît cealaltă.

b. Modelul și turbina sînt realizate în similitudine geometrică și lucrează în regimuri cinematice similare.

Cu $\varphi_M = \varphi_T$ și $\psi_M = \psi_T$, condițiile cinematice sînt îndeplinite în ambele cazuri, la nivelul ogivei însă creșterile :

$$\frac{v_{uM} - v_{uaM}}{v_{uT} - v_{uaT}} = \sqrt{\frac{H_M}{H_T}}$$

se petrec în primul caz de-a lungul aceleiași dimensiuni L (fig. 5) :

$$L = v_{mT} \cdot t_T = v_{mM} \cdot t_M$$

iar în al doilea caz de-a lungul unor dimensiuni proporționale cu mărimea mașinii :

$$\frac{L_M}{L_T} = \frac{v_{mM} \cdot t_M}{v_{mT} \cdot t_T} = \frac{D_M}{D_T}$$

Cu $\frac{t_M}{t_T} = \frac{D_M}{D_T} \cdot \frac{v_{mT}}{v_{mM}}$ accelerațiile transversale în proximitatea ogivei vor fi în raportul :

$$\frac{a_M}{a_T} = \frac{v_{uM} - v_{uaM}}{b_{uT} - v_{uaT}} \cdot \frac{v_{mM} \cdot D_T}{v_{mT} \cdot D_M} = \frac{H_M}{H_T} \cdot \frac{D_T}{D_M}$$

Accelerațiilor transversale le corespunde o diminuare a presiunii de la marginea ogivei proporțională cu $\frac{H}{D}$, respectiv o creștere corespunzătoare a valorii τ. Întrucît, pentru curgerea în direcție axială, similitudinea cinematică o acoperă și pe cea dinamică, valoarea τ_{cr} rezultă dintr-o expresie de forma :

$$\tau_{cr} = \tau_{th} + k_d \left| \frac{\varphi_1 \cdot \psi_1}{\operatorname{tg} \alpha_1} - \frac{\eta}{2} \right| \cdot \frac{H}{D} \quad (10)$$

respectiv între model și turbină, la un regim în similitudine, va exista o corelație de forma:

$$\frac{\tau_M - \tau_{th}}{\tau_T - \tau_{th}} = \frac{H_M \cdot D_T}{D_M \cdot H_T} \quad (11)$$

de unde

$$\tau_T = \tau_{th} + \frac{D_M \cdot H_T}{D_T \cdot H_M} \cdot (\tau_M - \tau_{th}) \quad (12)$$

Criteriul experimental. Concluzii

Determinarea experimentală a valorilor critice este de preferat unui calcul teoretic, ținînd seama de următoarele :

— abaterile curgerii reale față de modelul teoretic de calcul ;

— momentul limită stabilit (p_0=0) reflectă o curgere încă relativ stabilă ;

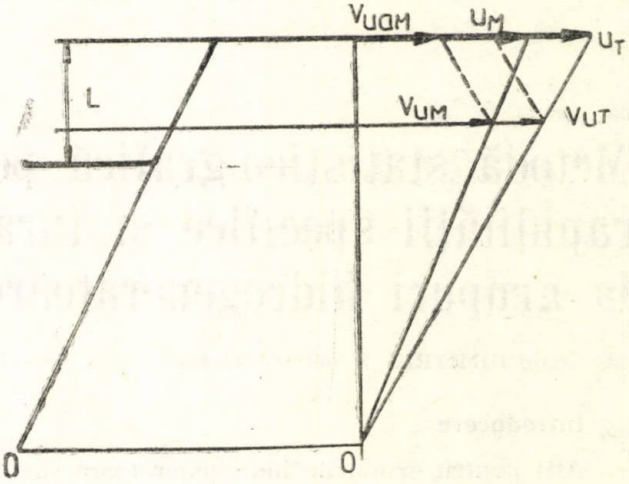


Fig. 5 Schema vitezelor tangențiale la model și turbină.

— la aceleași valori ale diferențelor $\tau - \sigma_i$, intensitatea fenomenului, ca nivel de vibrații și zgomote, nu este aceeași în toate regimurile de debite și turații.

Practic, definirea mărimii critice τ este mai judicios să se facă prin stabilirea unui nivel de creștere al stării de vibrație față de starea în regimul staționar. În acest caz trebuie recurs la o relație de forma :

$$\tau_{cr} = \tau + \frac{H}{D} \cdot \Delta\tau \qquad (13)$$

Determinarea valorilor τ_{cr} pe model se poate face într-o manieră similară determinării caractristicii cavitaționale și chiar în paralel cu aceasta, înregistrînd valoarea σ la care se atinge nivelul de vibrații considerat ca admisibil. Valoarea determinată astfel este acoperitoare dacă :

$$\frac{H_M}{D_M} > \frac{H_T}{D_T}$$

Determinarea corecțiilor de transpunere pe cale experimentală, pentru situații în care condiția de mai sus nu este îndeplinită, presupune efectuarea a două serii de măsurări pe model, la căderi diferite, sau chiar la utilizarea a două modele la scări diferite.

Pentru antecalculul susceptibilității unei turbine, la apariția turbionului, se poate recurge la valoarea teoretică și la o valoare medie a coeficientului dinamic $k_d = 0{,}0015$. Calculul teoretic conduce la valori acoperitoare, pe un cîmp larg al regimurilor de funcționare. Cu toate acestea, trebuie subliniat că recurgerea la valoarea teoretică și concomitent la valoarea experimentală, rezultată dintr-o singură serie de măsurări, nu permite deducerea unui coeficient dinamic real, întrucît cele două criterii se referă la stadii diferite de evoluție a fenomenului. În cazul celui teoretic, este vorba de limita regimului stabil, în timp ce valoarea experimentală rezultă pentru o anumită fază de evoluție a regimului nestaționar. La compararea celor două criterii, se impune deci luarea în considerare a deosebirilor de stare, cu atît mai mult cu cît faza de incipiență a fenomenului, corespunzătoare criteriului teoretic, este practic insesizabilă în timpul măsurărilor și supusă unor aprecieri subiective.

Pentru aprofundarea cercetărilor experimentale și determinarea unor valori k_d în cadrul unor testări speciale, criteriul teoretic rămîne oricum un punct de plecare chiar dacă prin acumularea de date va putea fi abandonat cu timpul. Criteriul experimental permite, în schimb, atît dimensionarea corectă, pentru evitarea fenomenelor de insabilitate datorate turbionului vidat, iar, pe măsura aprofundării testărilor experimentale, reducerea marjelor acoperitoare, care în lipsa acestui criteriu ar putea să determine supradimensionări inutile.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Thike, R.H.* : „Practical solutions for draft tube instability", In „Water Power", feb. 1981.

[2] x x x : Bureau of Reclamation Denver-Colorado, „Selecting Hydraulic Reaction Turbines, Washington, 1976.

[3] *Siervo, F., Leva, E.* : „Modern trends in selecting and designing Francis turbines, Water Power, aug. 1976.

[4] *Schlemmer, G.* : „Messung des absoluten und relativen Strömungsfeldes einer schnelläufingen Francis-turbine mit Berücksichtigung der Wirbelzopferscheinungen im Saugrohr" Dissertation der Technischen Universität, München, 1973.

[5] *Gerich, R.* : „Untersuchungen uber die instationare Stromung in einer schnelläufigen Francis-Modell-Turbine mit besonderer Berücksichtigung des Teilverhaltens" Dissertation der Technischen Universitat, Munchen, 1974.

CZ : 621.224

Metodă statistico-grafică pentru determinarea rapidității specifice și turației sincrone la grupuri hidrogeneratoare

Ing. Radu **DIMITRIU** — Întreprinderea de Mașini Grele București

Introducere

Atît pentru grupurile hidrogeneratoare sincrone echipate cu turbine de acțiune tip Pelton, cît și pentru cele echipate cu turbine de reacțiune tip Francis, elicoidale, Kaplan și bulb, rapiditatea specifică este dată de formula :

$$n_s = \frac{n}{H}\sqrt{\frac{P}{\sqrt{H}}} \qquad (1)$$

din care :

$$n = \frac{n_s \cdot H}{\sqrt{P/\sqrt{H}}} \qquad (2)$$

unde :

n_s = rapiditatea specifică ;
n = turația sincronă, [t/min] ;
H = căderea de calcul a turbinei hidraulice [m] ;
P = puterea de calcul a turbinei hidraulice, în [CP].

Tabelul 1

Nr. crt.	CENTRALA / ȚARA	ANUL	n sincron adoptat (t/m)	CADERE H (m). PUTERE P (kW)	Nr. de injectoare (k)	TURAȚIA n conform formulelor (2)(3) și (4) (t/m)	n sincron cel mai apropiat (t/m)	ABATERE: nr. trepte ± față de turația adoptată	ABATERE: % față de turația adoptată	FIRMA CONSTRUCTOARE / ȚARA
1	Sant Dimas S.U.A.	1977	200	136,2 10100	4	236	240	+3	+15,2	FUJI JAPONIA
2	Ninki AUSTRIA	1981	500	143 1000	2	527,5	500	0	- 5,6	KÖSSLER AUSTRIA
3	Calleras COLUMBIA	1982	240	176,5 14000	6	244,6	240	0	+ 1,9	FUJI JAPONIA
4	Plänner Back AUSTRIA	1982	750	239 1000	2	575	600	-1	-23,3	KOSSLER AUSTRIA
5	SAN FRANCIQUITO ROVI I S.U.A	1980	300	259 25200	2	379	360	+ 2	+ 20,8	FUJI JAPONIA
6	SOUTH FORK SALT RIVER S.U.A	1982	450	293,5 16760	6	840	900	+ 4	+ 46,4	Idem Idem
7	Piramid S.U.A.	1978	200	298,6 43300	6	517,6	514,3	+ 11	+ 61,1	dem Idem
8	Naragosho JAPONIA	1978	5143	310 10800	4	770	720	+ 2	+ 33,2	Idem Idem
9	Nan Phom TAILANDA	1970	428	313 21000	4	600	600	+ 2	+ 28,6	Idem Idem
10	Sultan River S.U.A.	1982	257	340 57000	6	473,8	450	+ 6	+ 45,7	Idem Idem
11	Vrla I R.S.C.	1974	600	343 14525	4	750	750	+ 1	+ 11,8	O.K.D.BLANSKO R.S.C.
12	Terror Lake S.U.A	1982	720	385 13700	6	987	900	+ 1	+ 27,0	FUJI JAPONIA
13	Rio Lindo HONDURAS	1977	450	405 24400	4	624	600	+ 2	27,9	HITACHI JAPONIA
14	Kundak III INDIA	1975	333,3	411,5 63200	6	486	500	+ 3	+ 16,1	Dominion Engineering CANADA
15	Maria — Linda GUATEMALA	1976	400	488 31000	4	443	400	0	+ 10,7	ESCHER WYSS ELVETIA
16	Chixoy GUATEMALA	1986	360	504 60.000	6	541	514,3	+ 3	+ 33,4	- -
17	Ozo JAPONIA	1982	600	577 30.900	4	600	600	0	0	FUJI JAPONIA
18	Corani - Exlimbue BOLIVIA	1980	600	586 15.000	2	670	600	0	+ 10,4	VOITH R.F.G.
19	San Carlos GUATEMALA	1983	300	587 174.400	6	213	211	- 4	- 29,7	ESCHER WYSS ELVETIA
20	Cuhlehani NEPAL	1978	600	605 31.000	4	214,4	214,3	- 9	- 62,0	FUJI JAPONIA
21	Evanger NORVEGIA	1979	500	790 120.000	6	538	500	0	+ 7,0	KWAERNER NORVEGIA
22	Grande Maison FRANTA	1985	428,6	870,4 150.000	5	439	428,6	0	+ 2,2	-
23	Seibrain Silz Austria	—	500	1235 251.000	6	492	500	0	- 1,6	Escher Wyss si Charmilles ELVETIA

Rapiditatea specifică este o funcție hiperbolică asimptotă la axele de coordonate, dependentă de cădere.

În acest sens, încă la nivelul anului 1950, diverși autori au publicat diverse formule de

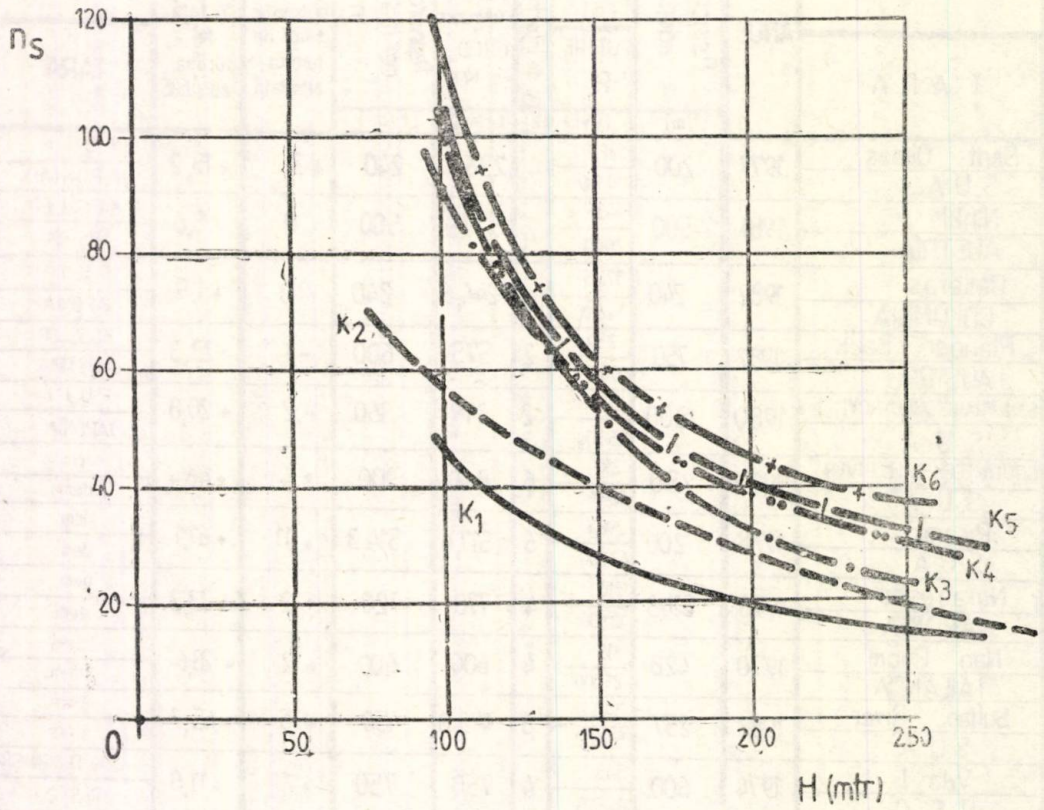


Fig. 1 Variația rapidității specifice funcție de cădere în domeniul 100 m $< H \leqslant$ 250 metri pentru turbine Pelton.

calcul permițînd trasarea de curbe hiperbolice $n_s = f(H)$.

I. Plecînd de la aceeași idee, autorul a stabilit pentru turbine Pelton, formulele diferențiate :

$$n_s = \sqrt{k}\left(\frac{2000}{H-55}+5\right), \qquad (3)$$

în care :

K = numărul de injectoare ;

K = căderea de calcul [m] ;

n_s = rapiditatea specifică, pentru domeniul de căderi 100 m $< H \leqslant$ 250 m și respectiv :

$$n_s = \sqrt{k}\left(\frac{7000}{H-75}+10\right), \qquad (4)$$

în domeniul de căderi $H => 250$ m.

Formulele (3), (4) și legat de acestea formula (2) au fost verificate pe un număr de 23 de turbine Pelton, fabricate în perioada 1974—1985 de diferite firme constructoare. În tabelul 1 sînt redate rezultatele obținute, în ordinea crescătoare a căderilor (coloana 5).

În tabelul 2, sînt sintetizate numeric și procentual rezultatele prezentate în tabelul 1 (col. 5).

În figura 1, se redau grafic punctele de trasaj ale familiei de curbe corespunzătoare formulei (3).

Tabelul 2

Număr de turbine la care turația a fost egală cu cea adoptată constructiv	Număr de turbine la care abaterea de turație față de cea adoptată este de ±1 treaptă	Număr de turbine la care abaterea de turație față de cea adoptată este de ±2 trepte	Număr de turbine la care abaterea de turație față de cea adoptată este mai mare de ±2 trepte
8	3	4	8
PROCENTUAL			
34,8	13,0	17,4	34,8

În figura 2, sînt redate grafic punctele de trasaj ale familiei de curbe $n_s = f(H)$, corespunzătoare formulei (4).

Tabelul 3

Nr. crt.	Centrala / TARA	ANUL	n sincron adoptat t/m	CADERE H (m) / PUTERE P kW sau kVA*	TURAȚIE conform formulelor (5) și (6) t/m	n sincron cel mai apropiat t/m	ABATERE ± trepte față de turația adoptată	ABATERE % față de turația adoptată	FIRMA CONSTRUCTOARE / TARA
1	Ilha Solteira / Brazilia	1980	85,7	39 / 170 000*	66	66,6	-10	-23,8	- / -
2	South Columbia / S.U.A	1981	450	39 / 2300	483	450	0	+7,33	Kössler / ELVEȚIA
3	U.R.R.A.I / Columbia	1983	120	54,5 / 85 000	125	125	+1	+4,0	Energomasexport / U R S S
4	Tucurui / Brazilia	1980	81,8	57 / 350 000*	68	67,9	-8	-16,8	- / -
5	Sao Simao / Brazilia	1980	94,7	63 / 283 000*	81	81,8	-6	-13,7	- / -
6	Cortez II / Spania	1988	150	84 / 123 000	142,5	142,8	-1	-5,0	- / -
7	Aqua del Toro / Argentina	1982	250	101,5 / 65 000	230,6	230,7	-1	7,76	C K D Blansko / R.S.C
8	Itaipu / Brazilia	1980	90,9	115 / 823 600*	86	87,8	1	-7,2	- / -
9	Foz do Areia / Brazilia	1980	128,6	116 / 465 000*	113	112,5	-4	-12,1	- / -
10	Karakaia / Turcia	1980	150	119 / 315 000*	140	142,8	-1	-6,67	- / -
11	Sand Bar / S.U.A.	1982	400	119 / 16 000	531,8	514,3	+2	+22,0	Fuji / JAPONIA
12	Mogok / Birmania	1981	1000	124 / 2080	1525	1500	+1	34,30	Kössler / ELVEȚIA
13	River Stoke / Canada	1984	112,5	130,1 / 495 000	103	103,4	-2	-8,44	— / —
14	U.R.R.A II / Columbia	1983	163,6	139,5 / 215 000	164,4	163,6	0	+0,5	Energomasexport / U R S S
15	Las Maderas / Argentina	1983	375	139,5 / 15 600	610	600	+3	+38,5	C K D Blansko / R S C
16	Hondaji / Japonia	1982	273	143 / 77 000	278,7	272,7	0	2,04	FUJI / JAPONIA
17	Jones Fock / S.U.A.	1982	600	176 / 11 900	860	900	+2	+30,3	idem / idem
18	Zavoj / R.S.F.I.	1981	500	243 / 46 000	515	500	0	+3,0	C K D Blansko / R S C
19	Ciemi Vah / R.S.C.	1980	500	428 / 114300	429,4	428	-1	-14,1	idem / idem
20	Kwildall / Norvegia	1982	333,3	520 / 350 000	258	250	-3	-21,0	Kwaerner / NORVEGIA
21	Blanice Strana / R.S.C	1982	600	530 / 153 000	380	375	-3	-36,6	C K D Blansko / R S C

II. Pentru grupuri hidrogeneratoare echipate cu turbine Francis, autorul a reverificat

În tabelul 3, sînt redate, în ordinea crescătoare a căderilor de calcul, rezultatele aplicării

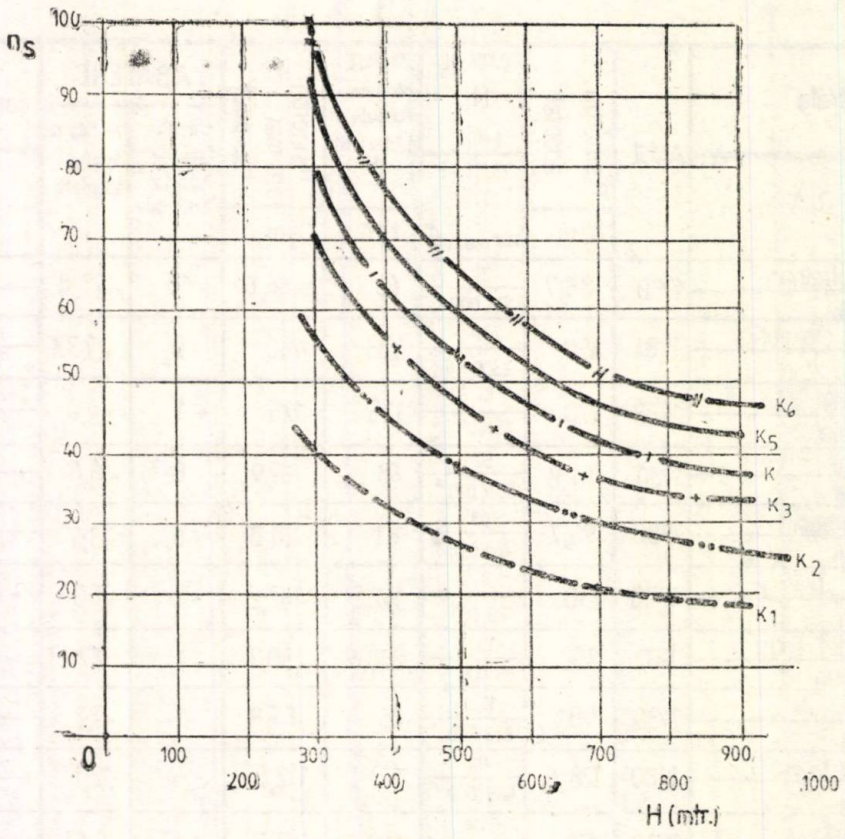


Fig. 2 Variația rapidității specifice funcție de cădere, în domeniul H>250 metri.

formula (6), publicată în revista „Energetica", în anul 1974 :

$$n_s = 1{,}041\left(\frac{66000}{H+185} - 25\right) \qquad (5)$$

respectiv,

$$n = \frac{n_s \cdot H}{\sqrt{P}\sqrt{H}} = \frac{1{,}041\left(\frac{66000}{H+185} - 25\right)H}{\sqrt{P}\sqrt{H}}, \qquad (6)$$

unde :

n_s = rapiditatea specifică ;
H = căderea în [m] ;
P = puterea turbinei în [CP].

În figura 3 sînt redate grafic valorile de calcul pentru trasapul curbei $n_s = f(H)$, cu utilizarea formulei (5) pentru obținerea n_s, la diverse căderi de calcul, H.

formulelor (5) și respectiv (6) pe un număr de 21 turbine, realizate de diverse firme constructoare în perioada 1978—1988.

Tabelul 4 redă, numeric și procentual, rezultatele aplicabilității formulei (6) la cele 21 de turbine din tabelul 3.

Tabelul 4

Nr. abateri trepte de turație	0	±1	±2	> ±2
Nr. turbine	4	7	3	7
Procent din total %	19,1	33,3	14,3	33,3

III. Pentru grupuri echipate cu turbine elicoidale, Kaplan și bulb, autorul a reverificat, pe un număr de 53 agregate fabricate de dife-

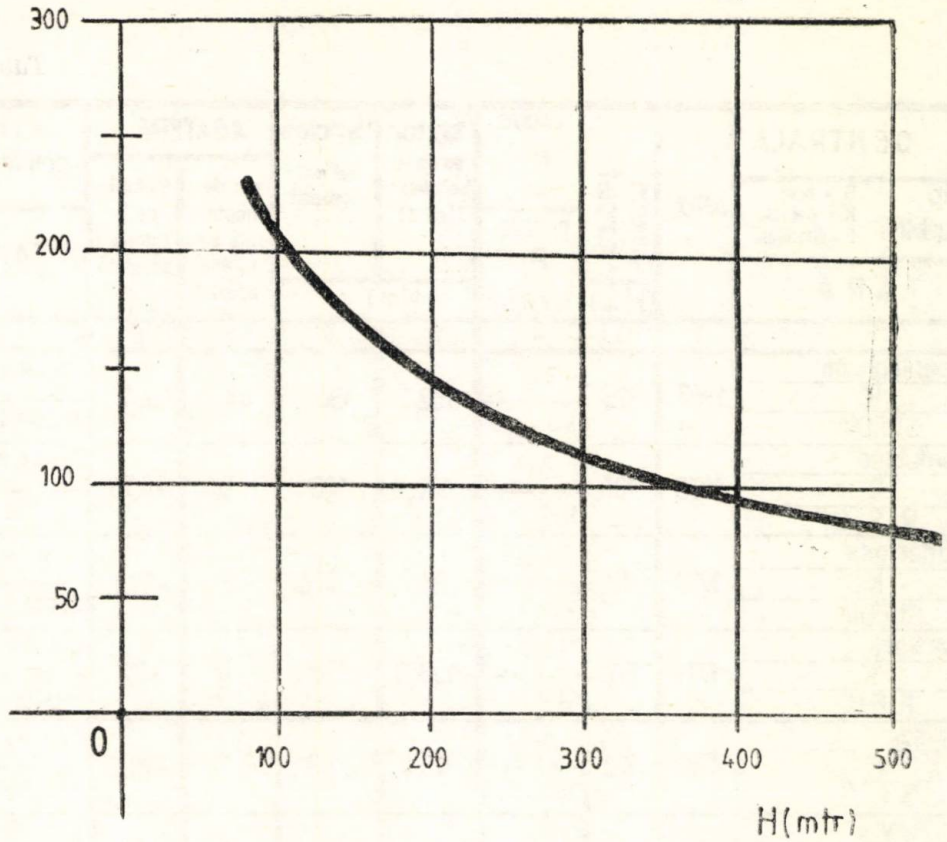


Fig. 3 Variația rapidității specifice, funcție de cădere, pentru turbine Francis.

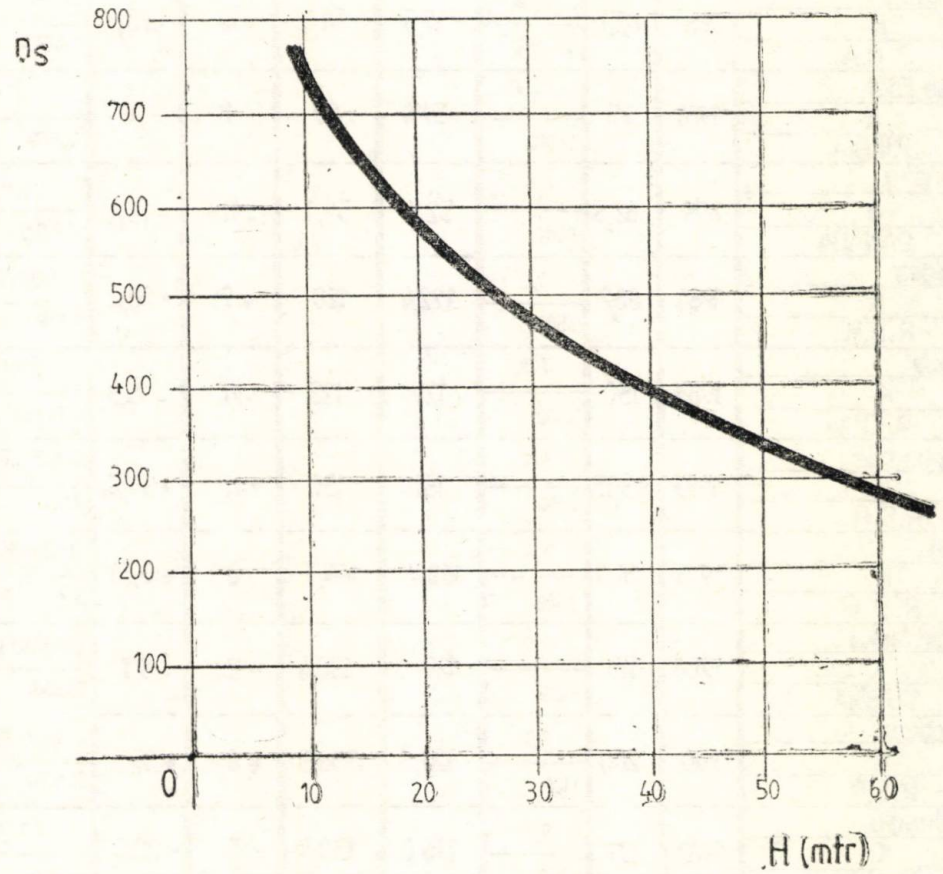


Fig. 4 Variația rapidității specifice, funcție de cădere, pentru turbine elicoidale, Kaplan și bulb.

Tabelul 5

Nr. crt.	CENTRALA tip turbină (B - bulb, K - Kaplan, E - Elicoidală) ȚARA	ANUL	$n_{sincron}$ adoptat (t/m)	CADERE H (m) PUTERE P (kW)	$n_{sincron}$ conform formulelor (7) și (8) (t/m)	$n_{sincron}$ cel mai apropiat (t/m)	ABATERE ± nr. de trepte față de turația adoptată	ABATERE % față de turația adoptată	FIRMA CONSTRUCTOARE ȚARA
0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	Sperlingholm K SUEDIA	1967	125	3,70 800	152,2	150	+4	+4,7	KMW SUEDIA
2	Pardubice B R.S.C.	1975	100	3,80 1935	100,8	100	0	+0,76	C.K.D. BLANSKO R.S.C
3	Söderfoss K SUEDIA	1978	62,5	4,50 9450	54,9	54,5	-7	-12,1	KMW SUEDIA
4	Isarwerk K R.F.G.	1979	157	4,50 1200	153,4	157	0	-2,2	ESCHER WYSS ELVEȚIA
5	Dawson K S.U.A.	1981	120	5,40 1660	95,9	97,3	-7	-20,0	FUJI JAPONIA
6	St. Mary K CANADA	1982	64,3	5,7 18.000	50	50	-13	-20,6	VOITH (1) ALLIS CHALMERS (2) R.F.G. (1) S.U.A (2)
7	Maine B S.U.A.	1983	62,1	6,23 24.600	47,5	51,4	-14	-28,5	ESCHER WYSS ELVEȚIA
8	Lilla Edet K SUEDIA	1981	75	6,50 17.000	59 4	60	-8	-12	KMW SUEDIA
9	Jenpeg B CANADA	1979	62,5	7,3 8000	52,4	52,1	-11	-16,1	L.M.Z. U.R.S.S
10	Agigea K R.S.R.	1984	88,2	7,7 5500	122,4	120	+9	+28,2	I.C.M. REȘITA R.S.R.
11	Yuda K JAPONIA	1983	150	7,80 5400	127	125	-4	-15,3	FUJI JAPONIA
12	Cernavodă K R.S.R.	1983	93,75	8,1 4150	151	150	+11	+37,5	I.C.M. REȘITA R.S.R.
13	FRA K R.D.G.	1976	166,7	8,4 3500	168,7	166,7	0	+0,76	C.K.D. BLANSKO R.S.C.
14	Skärblocka K SUEDIA	1986	143	8,5 6100	129	130,4	-2	-9,7	BOWING KMW SUEDIA
15	Bucecea K R.S.R.	1980	200	9,0 1100	320,6	333,3	+6	+37,5	I.C.M. RESITA R.S.R.
16	Chiunglu K COREEA	1982	171	9,2 6300	136,8	138,4	-5	-20,0	FUJI JAPONIA

Tabelul 5 (continuare)

17	Guta Lotru K R.S.R.	1984	75	9,7 14 000	96,3	96,8	+9	+22,1	I.C.M.RESITA R.S.R.
18	Aştileu K R.S.R.	1980	200	10,0 1040	363	375	+7	+60,4	I.C.M. RESITA R.S.R.
19	Abele Sveda K SUEDIA	1981	93,8	10,1 28 300	72,0	73,2	-9	-23,2	KMW NOHAB SUEDIA
20	Lowell K SUA	1983	120	10,7 8 700	133,6	133,3	+3	+10,0	FUJI JAPONIA
21	Rogojel E R.S.R.	1982	250	10,7 1490	322	300	+2	+22,2	I.C.M.RESITA R.S.R.
22	Goleşti K R.S.R.	1983	136,4	11,0 4360	193,4	187,5	+6	+30,0	I.C.M.RESITA R.S.R.
23	Galbeni K R.S.R.	1983	93,75	11,6 16 700	99,35	100,0	+2	+5,6	I.C.M RESITA R.S.R.
24	Sakuma II B JAPONIA	1982	125 150	12,3/15,5 16 800	180,8 153,7	176,5 150	+7 0	+30,2 +2,3	FUJI JAPONIA
25	West Yamung K INDIA	1981	187,5	12,8 9 350	150,6	150	-4	-19,7	idem idem
26	La Croux K FRANTA	1981	450	13,74 1 176	431	450	0	-4,22	NEYRPIC FRANTA
27	Tainai nr. 3 K JAPONIA	1983	300	14,12 2 150	339	333,3	+1	+11,5	FUJI JAPONIA
28	Woodward Dam K S.U.A.	1981	213	14,6 3 800	307	300	+5	+29,0	ALLIS CHALMERS S.U.A
29	Relver K PORTUGALIA	1980	100	14,7 33 400	89,5	90,9	-3	-10,5	ESCHER WYSS ELVEŢIA
30	Cornești II K I R.S.R	1983	166,7	14,7 6 000	211,2	200	+3	+20,6	I.C.M.RESITA R.S.R.
31	Yamazato K JAPONIA	1985	125	15,93 23 700	113,1	115,3	-2	-10,0	FUJI JAPONIA
32	Roiva K PORTUGALIA	1980	200	16 0 2 840	179	176,5	-2	-5,5	ESCHER WYSS ELVETIA
33	Itado K JAPONIA	1983	375	16,43 2 340	388,6	375	0	+3,4	FUJI JAPONIA
34	Berești K R.S.R.	1983	100	17,8 24 200	130	130,4	+7	+20,3	I.C.M.RESITA R.S.R.

Tabelul 5 (continuare)

35	Shirgoh II B JAPONIA	1984	136	19,25 40 600	100, 3	100	-8	- 36,0	FUJI JAPONIA
36	Bangea K GUINEEA	1975	375	19,5 2 600	392	375	0	+ 4,3	LITOSTROI R.S.F.I.
37	Racaciuni K R.S.R.	1982	375	19,8 31 400	114	115,31	+ 4	+ 12,2	I.C.M.RESITA R.S.R
38	Talami B JAPONIA	1986	100	20.7 65 800	80,7	81.1	-7	- 19,3	
39	Ciem Vrh K R.S.C	1980	500	20,88 811	754,1	750	+ 2	+ 33,5	C.K.D.BLANSKO R.S.C
40	Mostar K R.S.F.I.	1985	150	31,5 28 850	124,7	125	- 4	- 16.7	LITOSTROI R.S.F.I.
41	Shimizugaforo B JAPONIA	1986	375	21,5 5.250	303	300	- 2	- 11.2	EBAKA JAPONIA
42	Chooohva K R.S.R.	1984	230	22,9 7 300	266	250	+ 1	+ 13,5	I.C.M.RESITA RSR.
43	Taonarum K BRAZILIA	1984	85,71	23,6 103.000	73	73.4	-7	- 14,3	VOITH R.F.G.
44	Nagarogoma K INDIA	1981	150	25.0 30.000	142,6	142,8	-1	- 4,8	BOWING KMW SUEDIA
45	Saigo K JAPONIA	1981	212	26,16 19 200	181.5	187,5	-2	- 12,9	FUJI JAPONIA
46	Jelba E NIGERIA	1982	93,75	28,7 99400	109,1	107,1	+ 4	+ 14	ESCHER WYSS ELVETIA
47	Waipori K NOUA ZEELANDA	1980	300	30.0 12 000	413,4	428	+ 3	+ 27,4	FUJI JAPONIA
48	Grabovice K R.S.F.I.	1985	150	34.0 58 500	123,1	125	- 4	- 16.7	LITOSTROI R.S.F.I
49	Penitas K MEXIC	1982	112,5	35,3 108 300	105,3	105,8	- 2	- 6,3	C.K.D.BLANSKO R.S.C.
50	Ligga nr. 3 K SUEDIA	1983	107,1	39 182.000	77	78,9	- 10	- 35	NOHAB TAMPELLA SUEDIA
51	Mge Ngat K TAILANDA	1983	500	40 4 700	478,2	500	0	- 4,4	FUJI JAPONIA
52	Halitha K IRAK	1987	100	46,6 110.000	107,6	107,1	+ 2	+ 6,6	LITOSTROI (1) C.K.D.BLANSKO (2) R.S.F.I. (1) R.S.C. (2)
53	Ohiodo nr. 2 K JAPONIA	1982	240	55,7 39 700	194,5	200	- 3	- 19	FUJI JAPONIA

rite firme în perioada 1967—1986, formula (7), publicată în revista „Energetica" în 1975 :

$$n_s = \frac{35000}{1{,}55\ H = 30}, \text{ respectiv} \qquad (7)$$

$$n = \frac{n_s \cdot H}{\sqrt{P/\sqrt{H}}} = \frac{\frac{35000}{1{,}55\ H = 30} \cdot H}{\sqrt{P/\sqrt{H}}} \qquad (8)$$

cu aceleași notații ca și în cazul formulelor (5) și (6).

În mod similar, ca și în cazul turbinelor Pelton și Francis, în figura 4 sînt redate grafic valorile de calcul pentru trasajul curbei $n_s = f(H)$.

Tabelul 6

Nr. abatere trepte de turație	0	±1	±2	>±2
Nr. turbine	7	3	10	33
Procent din total %	13,21	5,66	18,86	62,27

În tabelul 5 sînt redate, în ordinea crescătoare a căderilor, rezultatele aplicării formulelor (7) și (8) pe turbinele verificate.

Tabelul 6 redă, numeric și procentual, rezultatele aplicabilității formulei la cele 53 de turbine din tabelul 5.

Tabelul 7

Tip turbină	PELTON	FRANCIS	KAPLAN elicoidale bulb
Procent.	34,8	19,1	13,21
Nr. total de turbine examinate	23	21	53

În tabelul 7, sînt redate sintetic, pe tipuri de turbine, extrase din coloanele 8 ale tabelelor 2 (turbine Pelton), 4 (turbine Francis) și 5 (turbine elicoidale, Kaplan, bulb), numărul și procentul din totalul de turbine examinate pe fiecare tip, cele la care turația sincronă căpătată din formulele propuse pentru fiecare tip de turbină a fost egală cu cea adoptată de firmele constructoare indicate în coloanele 10 și 11 ale tabelelor în cauză.

BIBLIOGRAFIE

[1] x x x: ISPE/M.E.E. — Buletin intern, 1988.

[2] x x x: Brovn-Boveri Review, februarie, 1980, vol. 67, pag. 94—107.

[3] x x x: CKD Blansko, R.S.C., Referenzlist, 1984.

Condiții de prezentare a manuscriselor pentru revista „Construcția de mașini"

1. Textul unui articol **împreună cu** desenele să nu depășească 15 pag. convenționale, de 2000 semne.
2. **Dactilografierea** se execută la 2 rînduri în pag. de 2000 semne, pe hîrtie albă, pe o singură față a filei. Pagina va avea o margine albă de 3 cm lățime, în stînga. Formulele se scriu foarte clar, cu semnele matematice și literele conform STAS, suficient de mari, cu tuș.
3. **Desenele** se execută în tuș pe calc, la dimensiunile între formatele A6 și A4. Dacă sînt figuri-foto, acestea nu trebuie să depășească formatul A4 și să fie foarte clare cu efectele de contrast foarte pronunțate.
4. **Toate figurile și tabelele** care însoțesc articolul trebuie menționate în text. Figurile trebuie să aibe titluri și legende și să fie însoțite de un borderou de figuri dactilografiat pe o pagină separată de textul articolului. Nu se va scrie pe nici o figură titlul și legenda ; legătura se face prin numărul lor conform borderoului separat într-un plic adecvat prezentate. În tipografie diferitele elemente ale materialului (text, borderou de figuri, bibliografii, tabele) se prelucrează în secții diferite, de aceea ele trebuie prezentate pe foi separate.
5. **Tabelele** trebuie dactilografiate pe foi separate de text (în text li se va indica doar locul ca și pentru figuri), deoarece au alt regim tipografic.
6. **Bibliografia** trebuie dactilografiată tot pe o pagină separată de text și prezentată conform STAS nr. 6158-60 și anume : **Cărți :** numele autorului, inițiala prenumelui autorului, titlul cărții (dacă este o lucrare străină se va da titlul în original, eventual traducerea în lb. română), numărul ediției în cifre arabe, numărul volumului în cifre romane, locul publicării, pagina la care se trimite sau prima și ultima pagină a fragmentului. **Periodice :** numele autorului, inițiala prenumelui autorului. titlul articolului (dacă este o lucrare străină se va da titlul în original, eventual cu traducerea în lb. română), titlul periodicului precedat de cuvîntul „In", numărul volumului sau anul de apariție (în cifre arabe) numărul de ordine al numărului de periodic, data numărului, pagina citată sau prima și ultima pagină a fragmentului citat sau a articolului întreg, după cum citează, doar o anumită pagină, fragment, sau un articol în întregime. Cînd lucrarea citată a fost tradusă în lb. română, titlul se scrie în traducere, dar cu mențiunea că lucrarea a fost tradusă și din ce limbă.
7. **Predarea la redacție** a mansucrisului dactilografiat se face în două exemplare, din care un original și o copie. Originalul este însoțit de desenele în tuș pe calc și fotografii cînd este cazul, iar cel de-al doilea exemplar este însoțit de ozalide sau xerocopii ale figurilor în calc sau de al doilea rînd de fotografii, cînd este cazul.
8. Autorul trebuie să **garanteze conținutul științific** al articolului, iar textul prezentat redacției să fie revizuit după dactilografiere, deoarece în timpul fazelor editoriale și tipografice nu îl mai revede, deci nu mai poate interveni în acest text după predarea manuscrisului.
9. Conform regulilor editoriale manuscrisele și figurile — publicate sau nu — nu se mai restituie autorului.
10. Materialele, prezentate conform regulilor de mai sus, se primesc la redacția revistei „Construcția de mașini", la următoarea adresă :

OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI

Redacția revistei „Construcția de mașini" Calea Victoriei 133, Sector 1, clădirea mică, parter, cod 71102 BUCUREȘTI, Oficiul poștal 22, Căsuța poștală 22—125.

11. Orice informație și referință se pot obține la telefoanele : 59.71.35 sau 50.31.30 (direct) și 50.40.90/253 sau 274, redactor șef ing. TEODOSIA OPRESCU, redactor : ȘERBAN TEODORESCU.
12. Materialul va fi însoțit — obligatoriu — de o adeverință semnată de conducerea instituției unde activează autorul, specificînd respectarea legilor în vigoare cu privire la păstrarea secretului.
13. Va fi însoțit și de **rezumatele lucrării** în lb. română, franceză, engleză, rusă și germană.

OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ
pentru
INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI

difuzează în anul 1989

materiale de informare despre realizări din țară și din străinătate privind preocupările actuale în domeniul construcțiilor de mașini, de ex.: programul energetic, valorificarea surselor proprii de materii prime, calitatea produselor, economisirea materiilor prime și reciclarea deșeurilor, productivitatea muncii etc.

Materialele sînt grupate în serii:

Simbolul	Denumirea seriei
	REALIZĂRI ALE CERCETĂRII ROMÂNEȘTI
RCM	Revista „Construcția de mașini"
ID	INFORMARE DOCUMENTARĂ asupra nivelului progresului tehnic pe plan mondial în industria construcțiilor de mașini
	Informări pentru cadre de conducere:
IDCM	Informare documentară în construcția de mașini
IDCM-C	Informare documentară în construcția de mașini — conjunctură
IDCM-E	Informare documentară în construcțin de mașini-energie
IDCM-O	Informare documentară în construcția de mașini-organizare
IDCM-PM	Informare documentară pentru protecția muncii
	Informări pentru specialiști:
IDT	Informare documentară în turnătorii
IDTT	Informare documentară pentru tratamente termice
IDPP	Informare documentară pentru prelucrări prin deformare plastică
IDS	Informare documentară pentru sudori
IDPR	Informare documentară pentru prelucrări la rece
IDCC	Informare documentară pentru calitate și control
IDMK	Informare documentară pentru prognoză și marketing
IDAR	Informare documentară pentru automatizare, robotizare
IDRC	Informare documentară privind reducerea consumurilor de materiale și energie

Simbolul	Denumirea seriei
	SINTEZE DOCUMENTARE privind **nivelul tehnic pe plan mondial** în industria construcțiilor de mașini
SID	Noutăți în diverse domenii
	REALIZĂRI ALE UNITĂȚILOR MICM
CO, CTN, CMA, CA, PTN, SE, CSSM, RSM, CES, CTO, CT	**Cataloage de fișe tehnice** de produse, tehnologii și mecanizări, automatizări, autoutilări, SDV-uri Realizări deosebite, omologări standarde etc. Realizări în sudare Ehipamente de sudare Produse tipizate, descrieri de tehnologii
	DOCUMENTE NORMATIVE
BI	**Buletinul intern MICM**
NT	Normative tehnice
LPCM, R	Liste de prețuri în construcția de mașini, reduse
ITC	Indicatoare tarifare de calificare
NPM	Normative și ghid de protecția muncii în construcția de mașini
	MATERIALE DOCUMENTARE **în ajutorul proiectării și al producției**
	CERCETĂRI COMPLEXE DE INFORMARE ȘTIINȚIFICĂ ȘI TEHNICĂ
CCIST-R și P	Cercetări retrospective și continui
SIDCM-A și B	Sistemul de informare documentară automatizat, pentru articole de revistă și brevete

În curînd va apărea :

„REVISTA INGINERILOR DE AUTOMOBILE"

Asociația Inginerilor de Automobile din România (A.I.A.R.), constituită la 17 decembrie 1988, din dorința de a contribui mai activ la buna informare tehnico-științifică a specialiștilor români, precum și la prezentarea rezultatelor valoroase ale cercetărilor proprii a hotărît, conform articolului 2 din Regulamentul A.I.A.R., publicarea „Revistei Inginerilor de Automobile" ca supliment al revistei „Construcția de Mașini".

Revista va avea 64 pagini, o periodicitate de 12 numere pe an, la un tiraj inițial de 1000 de exemplare ; prețul orientativ per exemplar a fost stabilit la 30 lei. În fiecare număr vor fi publicate cîte 5—6 articole tehnico-științifice elaborate de ingineri cercetători științifici și proiectanți, cadre didactice din învățămîntul tehnic superior, sau specialiști din domeniul ingineriei industriale de automobile. Fiecare articol va fi însoțit de rezumate în limba română și engleză, iar cîte un articol pe fiecare număr va fi tradus integral în limba engleză.

Pentru a face cunoscute în țară și peste hotare realizările industriei românești de automobile, precum și pentru a informa cititorii noștri asupra produselor de vîrf ale partenerilor externi, revista va publica reclame și diferite materiale publicitare oferite de întreprinderile românești de profil, precum și de firmele străine.

În cuprinsul revistei vor putea fi găsite și rubrici de activități și informare cu titlurile :

ACTUALITĂȚI TEHNICO-ȘTIINȚIFICE

Manifestări ale A.I.A.R.
Conferințe și simpozioane naționale și internaționale.
Tîrguri și expoziții.
Cursuri de perfecționare postuniversitare.
Produse noi ale industriei românești de automobile.
Tehnologii și instalații noi.
Noutăți rezultate în urma studiilor și cercetărilor în domeniul automobilelor.

INFORMATICA DOCUMENTARĂ

Noutăți în domeniul metodologiei și sistemelor de informare și documentare.
Revista revistelor.
Teze de doctorat.
Recenzii de cărți noi, apărute în țară și în străinătate.
Invenții și inovații.

VĂ PREZENTĂM

Întreprinderea, institutul, catedra .....
Produsul, gama (familia) de produse .....
Portrete ale personalităților de ieri și de azi care au contribuit la dezvoltarea automobilului românesc.
Aniversări

Revista Inginerilor de Automobile" va fi oferită la schimb cu alte reviste de specialitate din lume.

Adresa redacției „Revistei Inginerilor de Automobile" este :

Calea Victoriei nr. 118, sectorul 1,
București
Cod poștal 71101,
Telefon : 59.41.60
Telex : 11312 CNST R

I.M.C. TIMIȘOARA Calea Șagului 104
nr telefon 5 47 87 nr telex 71305 EXCER

FLUXURI AGLOMERATE
pentru sudare sub strat de flux

I.M.C. Timișoara s-a specializat, produce și livrează pe bază de comandă fermă, vagonabil și cu mijloace de transport ale beneficiarilor următoarele tipuri de fluxuri aglomerate pentru sudare mecanizată sub strat de flux :

FC 403 — În cuplu cu sîrma S 10 Mn 1 Ni 1, utilizat la sudarea sub strat de flux a oțelurilor carbon și slab aliate. Se garantează energii de rupere KV la — 40°C pe metal depus.

FC 403 SD — În cuplu cu sîrma S 10 Mn 1 Ni 1, utilizat la sudarea mecanizată a tablierelor podurilor metalice. Se garantează energii de rupere KV la —40°C pe metal depus și energii de rupere KV la —20C pe îmbinare sudată.

FC 403 G — În cuplu cu sîrmele S 10 Mn 1, 6 sau S 10 Mn 1, 6 Mo, utilizat la sudarea sub strat de flux a oțelurilor G 52/28 pentru structuri detensionate și structuri normalizate și detensionate care lucrează în mediu de hidrogen sulfurat umed. Se garantează energii de rupere KV la — 30°C.

FC 603 C — În cuplu cu sîrma S 10 Mn 1 Ni 2, utilizat la sudarea mecanizării a picioarelor platformelor de foraj marin din oțel PPM 57/45. Se garantează energii de rupere KV la —40°C.

FA 801 M — În cuplu cu cîrma S 10 Mn 1 Mo, utilizat la sudarea sub strat de flux pe mașini specializate a îmbinărilor aripă-țeavă sau aripă-aripă, la pereți membrană pentru cazane executați din țevi din OLT 35 K, OLT 45 K, 16 Mo 3 sau 14 Cr Mo 4. Se garantează energii de rupere KV la 0°C.

FCC 4 S — În cuplu cu sîrma S 12 Mn 2, utilizat la sudarea oțelurilor navale A 32, E 32, E 40, D 36, recepționat conform regulilor RNR volum 5 partea AXIV. Se garantează energii de rupere KV la —20°C.

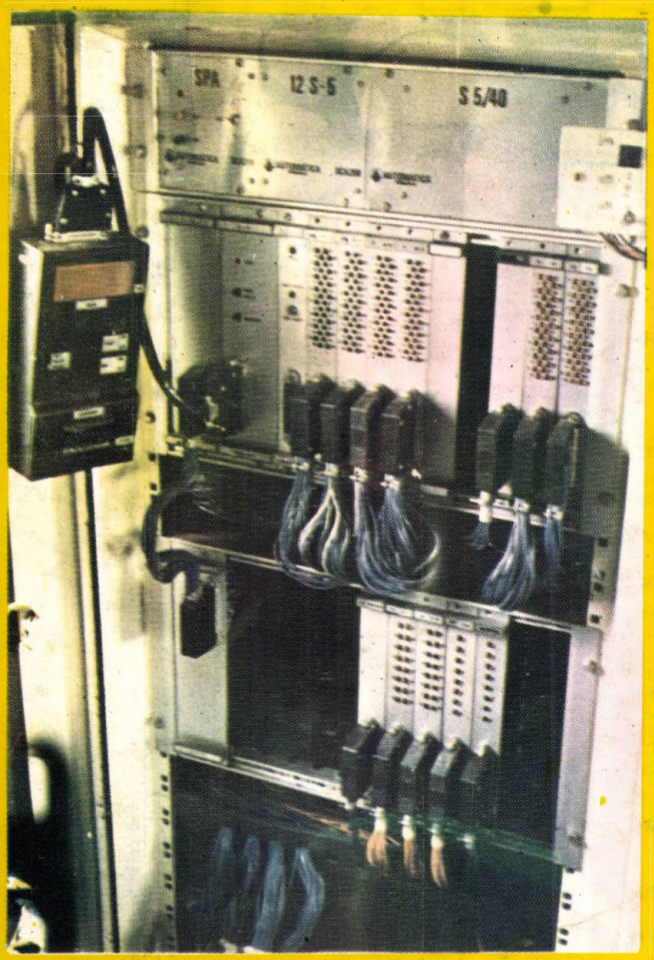
FCC 4 M — În cuplu cu sîrma S 12 Mn 1, 5 Ni 1, 5 Mo, utilizat la sudarea țevilor pentru conducte magistrale de gaze. Se garantează energii de rupere KV la 0°C.

FA 180 i — În cuplu cu sîrma S 12 Mo Cr 170, utilizat pentru încărcarea prin sudare a suprafețelor de etanșare de la armăturile industriale.

FAPS 30 — In cuplu cu bandă 30 Ni Cr 31, utilizat la placarea prin sudare sub strat de flux (încărcarea pieselor masive cilindri laminor).

CCSITEH timișoara

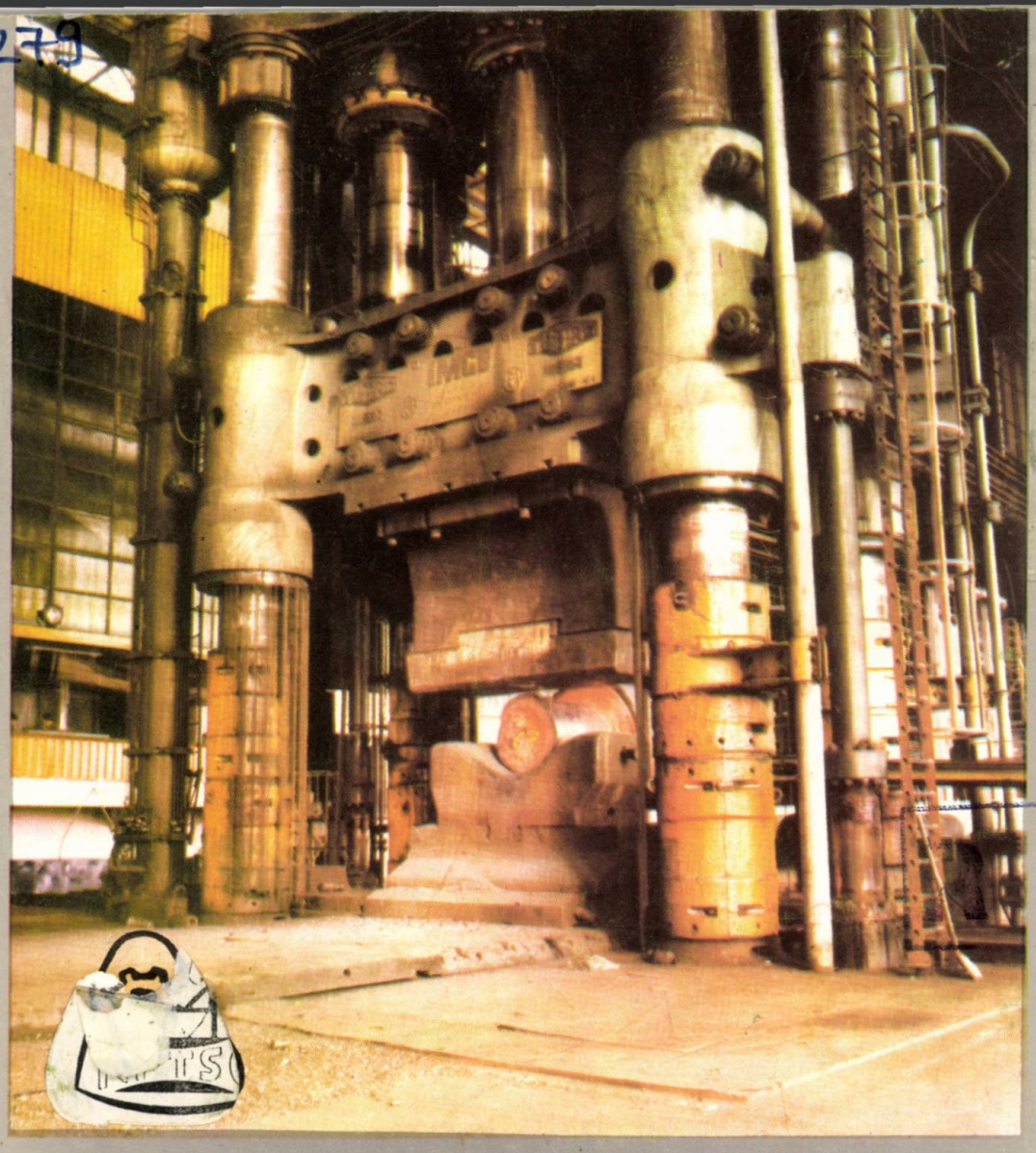
Calea Girocului nr.1
cod 1900
telefon 62865



asigură

studii, cercetări teoretice și experimentale, inginerie tehnologică și asistență tehnică pentru agregate aeroelectrice cu ax orizontal în game de puteri 5·300 kW

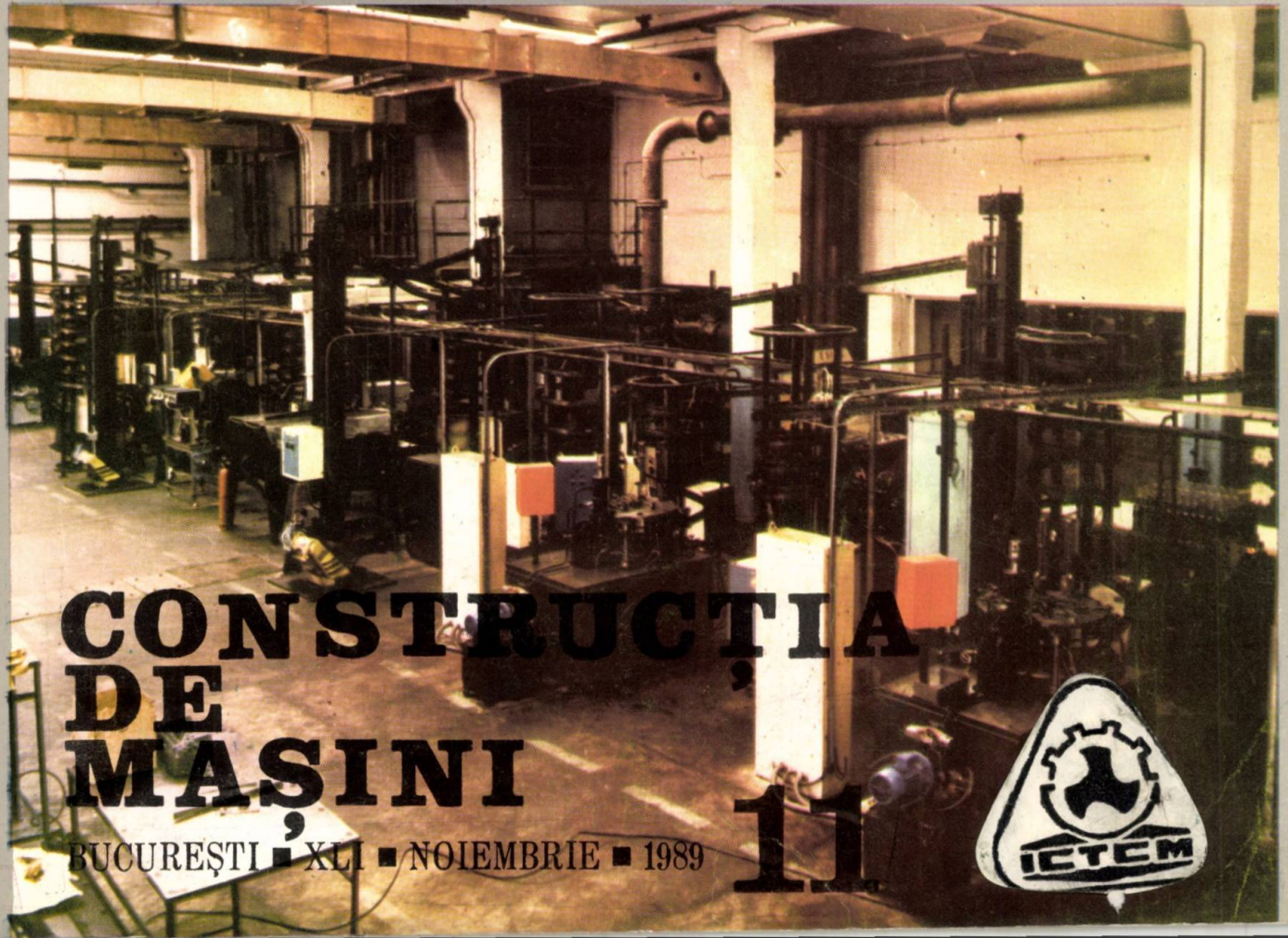
279



GSE

REFERÁLVA

03-28



CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

BUCUREȘTI ■ XLI ■ NOIEMBRIE ■ 1989

11

1990 APR 2 5

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
EDITAT DE : OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
ANUL XXXXI, 11, noiembrie, 1989

MUZEUL NATIONAL AL AGRICULTURII

DIN REALIZĂRILE INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI DIN ROMÂNIA

Revista apare sub îndrumarea
Consiliul științific al Institutului Central pentru Construcții de Mașini

Redactor șef : ing. Teodosia Oprescu

Institutul de Cercetare Ştiinţifică, Inginerie Tehnologică şi Proiectare pentru Sectoare Calde şi Metalurgie
Şos. Oltenitei 105 — 79670 Bucureşti
Tel. 34.34.45 ; 34.20.45

La scară naţională, centrul de coordonare pentru întreaga activitate tehnologică, ştiinţifică şi de proiectare în domeniile de turnătorie, forjă şi tratamente termice, este Institutul de Cercetări Ştiinţifice, Inginerie Tehnologică şi Proiectare pentru Sectoarele Calde şi Metalurgie (I.C.S.I.T.P.S.C.M.) cu sediul central în Bucureşti.

Institutul, dispunînd de specialişti cu înaltă calificare, laboratoare modern utilate, asigură, pe bază de contract, elaborarea lucrărilor de cercetare şi proiectare pentru sectoarele calde şi metalurgice.

Institutul este consacrat promovării şi coordonării diferitelor activităţi ale ramurii, adică cercetare fundamentală şi de proces, informare, studii, standardizare, proiectare de secţii de producţie, tehnologii şi echipamente noi şi modernizarea de întreprinderi. Programele sale sînt finanţate prin contracte cu industria iar pentru cercetarea fundamentală, de ministerul respectiv sau de Consiliul Naţional pentru Ştiinţă şi Tehnologie.

Programe experimentale pentru dezvoltarea de noi tehnologii, materiale şi utilaje se efectuează în acest institut.

S-au studiat şi conceput un număr însemnat de noi materiale de formare şi miezuire, răşini, noi mărci de oţel, fonte modificate, tehnici de turnare de precizie şi centrifugală, forjare de precizie, extruziune, tratamente termice în vid şi în strat fluidizat, extruziune, durificări prin curenţi de inducţie, nitrurare ionică, retopire electrică în baie de zgură, etc.

De asemenea, se studiază, pe utilaje experimentale şi prin proiecte de cercetare, diferite tehnologii neconvenţionale cum ar fi topire de metale şi tratamente termice în flux de electroni cu plasmă, tehnici de depuneri chimice în vapori, etc.

Atelierele proprii sînt echipate la nivel de staţie pilot cu cele necesare pentru elaborare, turnare, forjare, tratamente termice, prelucrări mecanice şi asigurarea calităţii.

Laboratoarele de cercetări sînt dotate cu echipamente şi aparatură moderne.

Legat de cercetarea privind tehnologii şi materiale se proiectează în institut utilaje şi maşini pentru tehnologii de prelucrare, îmbunătăţite, vizînd reducerea consumurilor de metal, de combustibili şi a pierderilor de energie.

Institutul a elaborat proiecte pentru utilaje standard şi speciale pentru topire, formare, miezuire şi finisare.

În baza proiectelor sale, unităţi specializate execută cuptoare de forjă sau tratament termic încălzite cu flacără sau electric.

Se efectuează de asemena cercetări aprofundate asupra unor metode economice de încălzire, noi tipuri de arzătoare regenerative, încălziri cu curenţi de inducţie şi alte metode pentru optimizarea folosirii cuptoarelor.

Pentru încălzirile cu curenți de inducție utilajul specializat se livrează cu tehnologia de tratament termic pentru piese standard ca axe cu came, pistoane mari, pinioane, biele, scaune de supape, axe cu flanșe, diferiți cilindri, șuruburi cu bile, utilaje pentru încălzirea lingourilor de aluminiu în vederea extrudării sau pentru încălzirea locală în vederea forjării arborilor cotiți cu fibraj continuu și altele.

Utilajele pentru topire prin inducție acoperă o gamă de 5 — 20 000 kg capacitate.

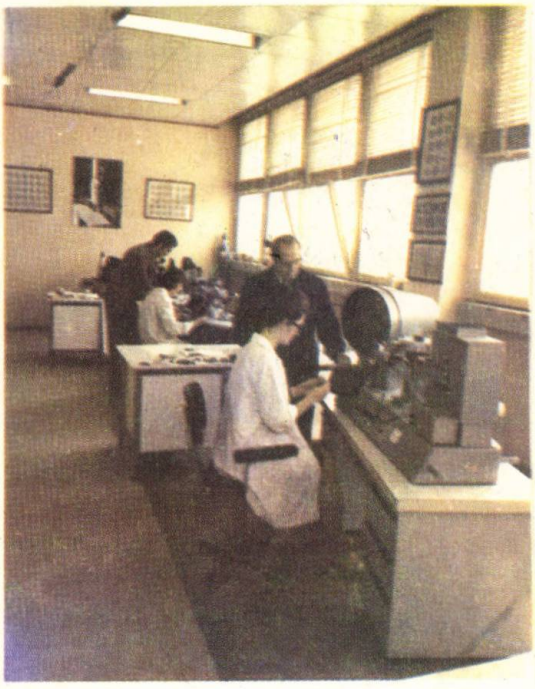
S-au proiectat de asemenea în acest institut utilaje de forjare cum ar fi ciocane de forjare liberă sau matrițare de la 300 la 25.000 kg, sau ciocane cu contralovitură de la 25.000 la 63.000 kgfm.

Institutul a elaborat documentații pentru execuția industrială de prese hidraulice de forjare de la 6,30 la 12.000 tf, manipulatoare de forjare pînă la 200 t și maxiprese.

O performanță de vîrf în acest domeniu este presa hidraulică de forjare TUMAG de 12.000 tf care funcționează în România din 1981, proiectată în cooperare cu DEMAG — R.F.G.

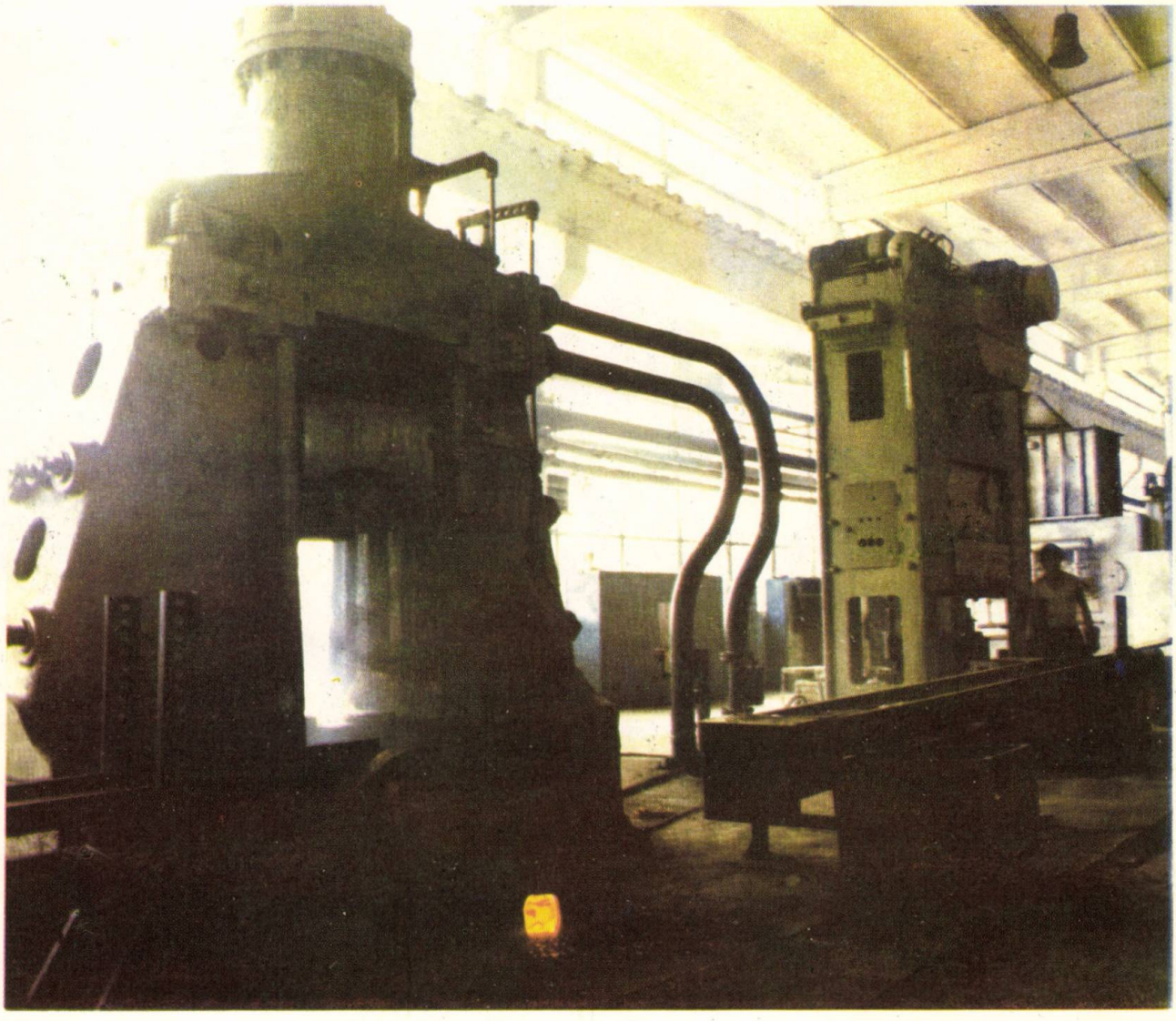
Institutul se ocupă de asemenea de metode de recuperare a căldurii și energiei, de atmosferele de protecție pentru tratamente termice, automatizările specifice, controlul calității, încercări mecanice și controlul nedistructiv executate de personal de înaltă calificare, cu multă experiență.

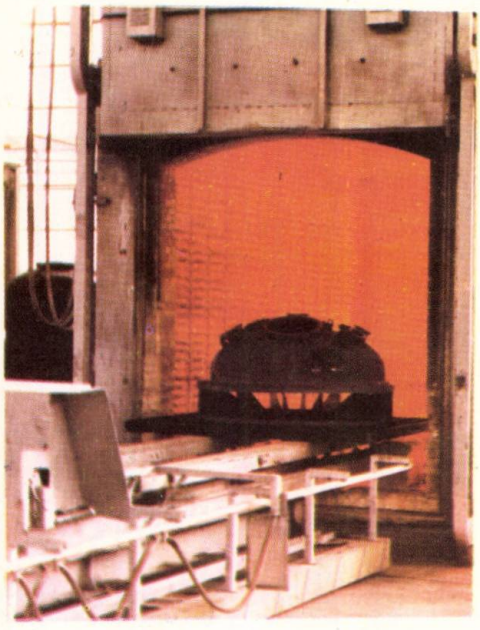
Specialiștii institutului sînt disponibili pentru consultări și asistență în toate sectoarele legate de turnătorie, forjare și tratamente termice.



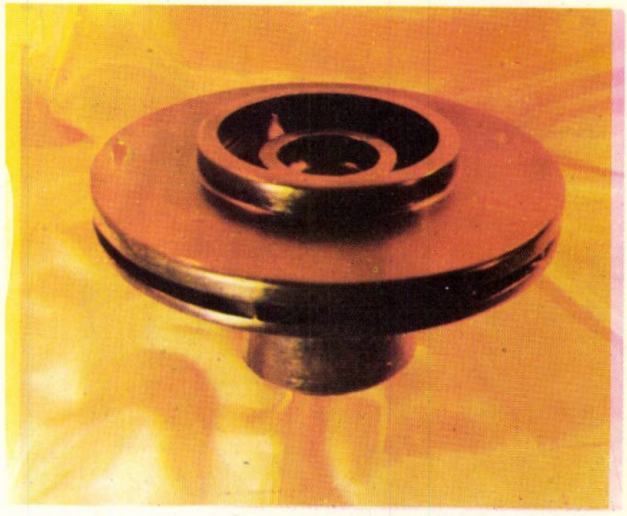
Imagine dintr-un laborator
al I.C.S.I.T.P.S.C.M.

Linie de matrițare cu ciocan
de 3,15 t, instalată de
I.C.S.I.T.P.S.C.M. la Între-
prinderea „23 August"
din București





Cuptor cu vatră mobilă pentru tratament termic realizat de I.C.S.I.T.P.S.C.M. pentru I.M.G.B



Presa turnată de precizie (I.C.S.I.T.P.S.C.M.)

Piese matrițate de precizie (I.C.S.I.T.P.S.C.M.)

Institutul de cercetare ştiinţifică şi inginerie tehnologică pentru industria construcţiilor de maşini
Şos. Olteniţei 103 — 79670 Bucureşti
Tel. : 34 52 55

I C T C M

Institutul de Cercetare Științifică și Inginerie Tehnologică pentru Industria Construcțiilor de Mașini — I.C.T.C.M — București, înființat încă din anul 1955, are o bogată experiență în cercetarea și proiectarea tehnologică specifică construcției de mașini.

OBIECTIVELE PRINCIPALE pe care este structurată activitatea de cercetare științifică și dezvoltare tehnologică a I.C.T.C.M. București sînt următoarele :

Modernizarea tehnologiilor și utilajelor tehnologice

Creșterea productivității muncii

Asigurarea calității produselor prin tehnologii și echipamente moderne de prelucrare, control, standuri de probă

Reducerea consumurilor prin tehnologii specifice de recuperare și recondiționare.

ACTIVITATEA COMPLEXĂ a institutului se referă la :

Cercetarea de procese tehnologice noi în cadrul laboratoarelor special amenajate

Elaborarea de tehnologii integrate și sisteme complexe de fabricație pentru aplicarea tehnologiilor noi în curs de cercetare și implementare ;

Realizarea, în baza proprie de producție, a prototipurilor, modelelor experimentale cercetate sau a echipamentelor tehnologice proiectate

Asistență tehnică și furnizarea de Know-how pentru implementarea în întreprinderi a lucrărilor finalizate.

PRINCIPALELE DOMENII care intră în preocupările I.C.T.C.M. :

Prelucrări moderne de mare productivitate

Mecanizarea și automatizarea proceselor de prelucrare și montaj

Proiectarea asistată de calculator

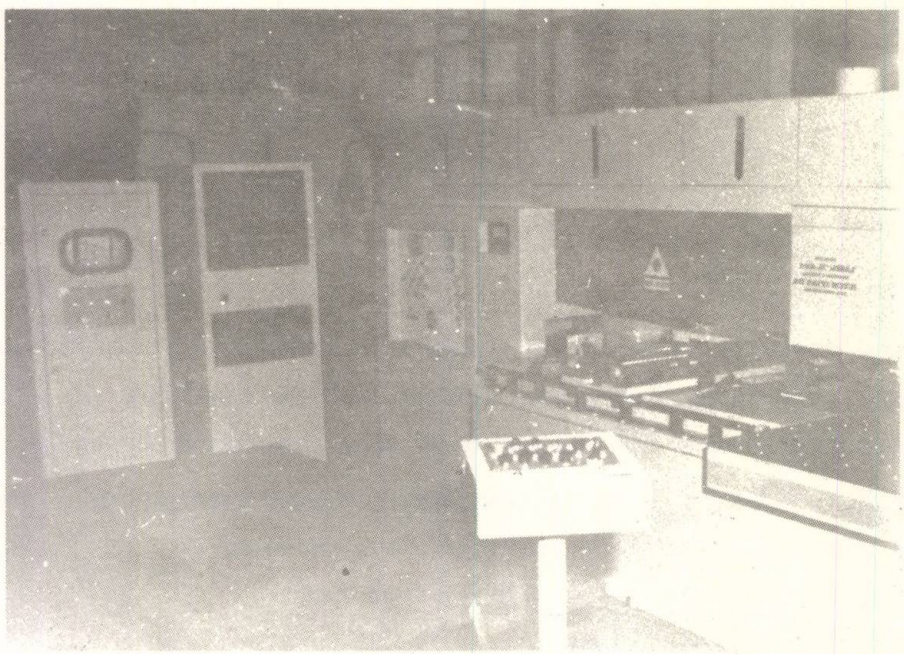
Asigurarea calității produselor

Pregătirea și protecția suprafețelor

Organe de mașini și transmisii mecanice

Recuperare, recirculare, recondiționare.

Pentru tehnologiile și produsele prezentate în continuare, I.C.T.C.M., în scopul implementării într-un timp cît mai scurt a lucrărilor, realizează și execuția fizică a echipamentelor respective, în special pentru utilajele tehnologice pentru care pînă prezent nu există un executant din industrie sau dacă utilajul reprezintă o construcție specială derivată din construcțiile tip.



INSTALAȚIE LASER CO_2 - 400 w PENTRU TĂIEREA CONTURATĂ DE PRECIZIE A TABLELOR

Realizatori : I.C.T.C.M., I.F.T.A.R., I.P.A.

Caracteristici tehnice principale :

— laser cu CO_2 de putere 300 ... 400 W

— sistem de deplasare a semifabricatului în coordonate x—y, curse maxime : 800 × 1 100 mm

— precizia de conturare : ± 0,1 mm/mm

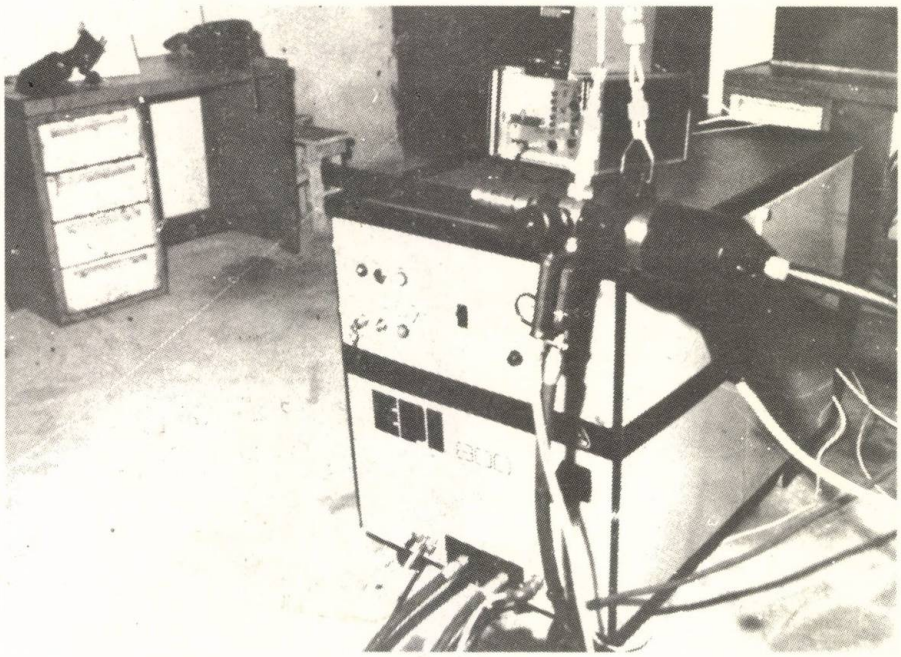
— echipament C.N.C. — Numerom 470 L

— viteze tehnologice de deplasare în coordonate : 0,1 ... 8 m/mm

— grosimea maximă a tablelor din oțeluri pînă la 5 mm

Domenii de utilizare :

Prelucrarea reperelor plane complexe din industria construcțiilor de mașini (auto, aviație, nucleară), industria electrotehnică, chimică și a confecțiilor.



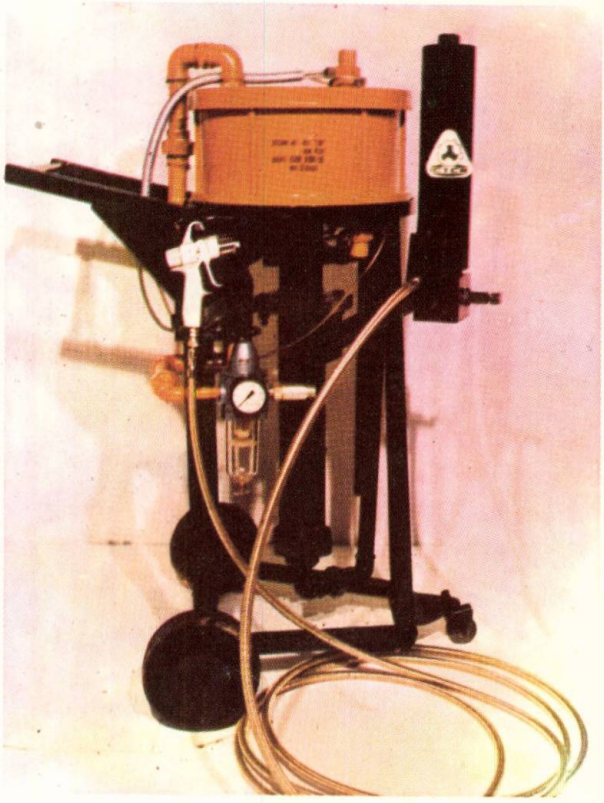
TEHNOLOGIE ȘI INSTALAȚIE PENTRU PRELUCRAREA PRIN EXPANSIUNE HIDRAULICĂ; INSTALAȚIE DE DEFORMAT HIDRAULIC ȚEVI

CARACTERISTICI TEHNICE :

- **Presiunea maximă în circuitul primar (joasă presiune) : 250 bar**
- **Presiunea maximă în circuitul secundar (înaltă presiune) : 6000 bar**
- **Presiunea normală de lucru : 3000 — 5000 bar**
- **Măsurarea presiunii reale în zona de lucru : sondă și afișaj electronic**
- **Lichid de lucru în circuitul secundar (înaltă presiune) : emulsie PE 1 A**
- **Capacitatea camerei de înaltă presiune : 3,5 cmc.**

DOMENII DE UTILIZARE :

Instalația este utilizată cu succes pentru o gamă diversificată de deformări hidraulice a unor repere specifice, în general de formă tubulară, în industria construcțiilor de mașini (auto, navale, aviație, nucleare, utilaj chimic și alimentar, etc.), în industria electronică, electrotehnică, chimică și petrochimică, etc.



ECHIPAMENTE MODERNE DE VOPSIRE

Instalații de vopsit la înaltă presiune fără aer de : 1,2 ; 2,4 ; 4,5 ; 7 l/min.

Pompe de recirculare vopsea de : 20, 30, 40 l/min.

Pistoale de vopsit fără aer la înaltă presiune : manuale și automate.

Pistoale de vopsit cu aer : manuale și automate.

Echipamente pentru stații de pompare și recirculare vopsele.

Accesorii diverse.

Utilizări : pentru protecția și finisajul suprafețelor metalice ale produselor construcției mașini, precum și pentru aplicarea unor materiale deosebite (masticuri, insonorizanți, vops de înaltă vîscozitate, etc.).

TESTE PENTRU MODERNIZAREA TRANSMISIILOR MECANICE ŞI ORGANELOR DE MAŞINI. STANDURI DE PROBĂ SPECIALE.

Prin dotările existente şi experienţa acumulată în concepţia, execuţia şi exploatarea organelor de maşini, transmisiilor mecanice şi standurilor de probă, ICTCM realizează lucrări în colaborare cu beneficiarii, privind optimizarea produselor din acest domeniu.

În laboratoarele ICTCM se pot realiza teste complexe pe organe de maşini şi produse în ansamblu :

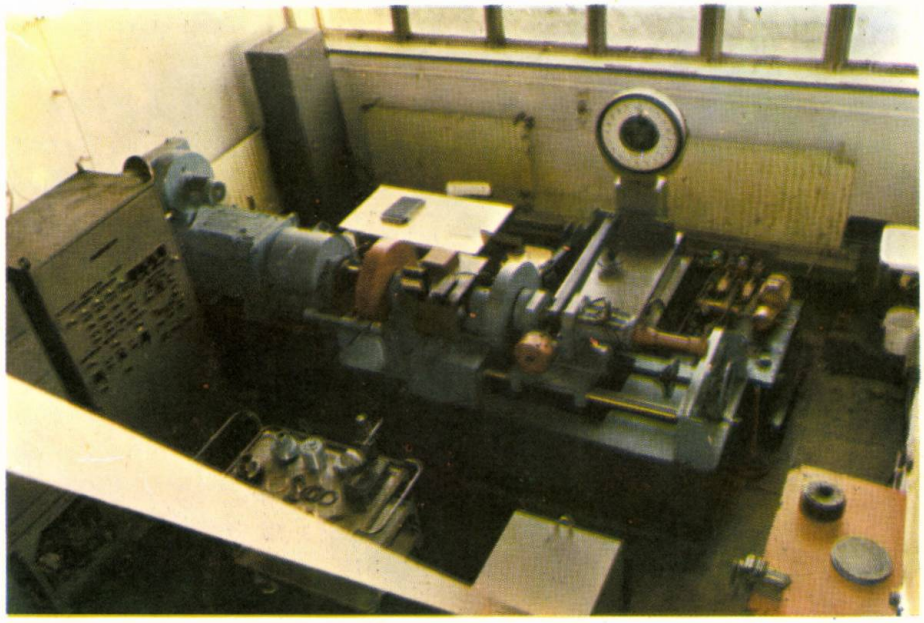
— determinarea variaţiei coeficientului de frecare, vitezei de uzare pentru diverse regimuri de încărcare (test Timken, test Amsler, test Falex).

— determinarea limitelor de gripaj pe cuple de frecare tip Timken şi Falex

— durabilitatea organelor de maşini şi a lubrifianţilor

— determinarea nivelului de zgomot şi vibraţii în camera semianecoidă.

Prin toate acete teste pot fi obţinute informaţii deosebit de utile privind fiabilitatea unor componente sau produse, durabilitatea în timp a lubrifianţilor utilizaţi comportarea unor componente executate din înlocuitori ai materialelor deficitare, ceea ce conduce implicit la economii de materiale şi energie.



Domenii de activitate ale
INSTITUTULUI NAȚIONAL DE MOTOARE TERMICE

CERCETĂRI LUBRIFICAȚIE, TRIBOLOGIE, COMBUSTIBILI,

— **CERCETĂRI PROCESE ȘI ECHIPAMENTE**
— **CERCETARE EXPERIMENTARE MOTOARE TERMICE**

PROGNOZĂ, TIPIZĂRI, NORME, BREVETE

— **MODELĂRI MATEMATICE ȘI REALIZĂRI DE PROGRAME**
— **PROIECTARE CERCETARE ȘI EXECUȚIE ASISTATĂ DE CALCULATOR**

MICROPRODUCȚIE DE STANDURI ȘI COMPONENTE

Bv. MIHAI VITEAZUL nr. 30 1900 TIMIȘOARA R. S. ROMÂNIA TEL. 1 97 40 director 1 54 70
TELEX 71332 / ISIM 05 cont BN R. S. R. 301620301

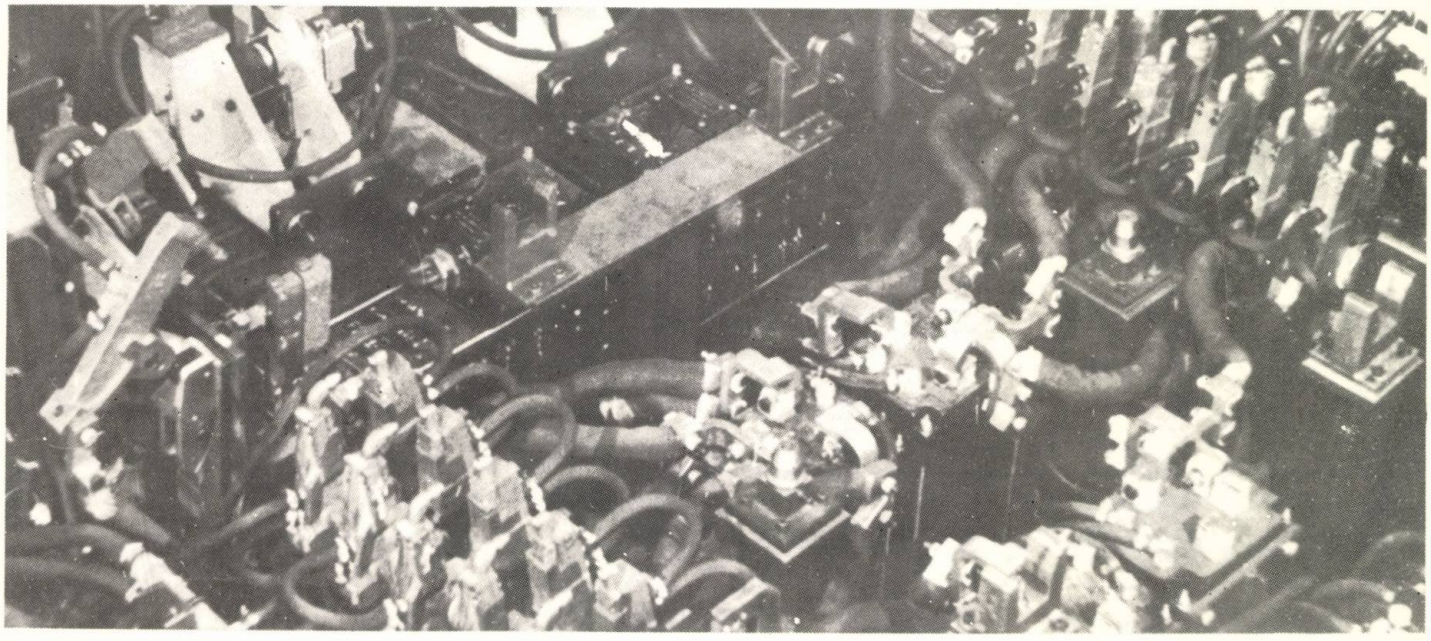
AUTOMATIZARE, PRODUCTIVITATE ȘI CALITATE

ÎN DOMENIUL MAȘINILOR DE SUDAT ELECTRIC PRIN PRESIUNE ÎN **PUNCTE MULTIPLE ISIM** ASIGURĂ:

- Tehnologii specializate pe produse
- Proiecte de execuție pentru mașini agregate și linii de sudare
- Execuție de utilaje specializate
- Asistența tehnică la punerea în funcțiune a utilajelor proiectate și executate

CARACTERISTICI TEHNICE ALE MAȘINILOR DE SUDAT ÎN PUNCTE MULTIPLE

- Grosimea tablelor de sudat : 0,5 . . . 4 mm
- Îmbinări sudate formate din: 2 . 3 sau 4 grosimi
- Număr de puncte sudate pe utilaj: 20—80

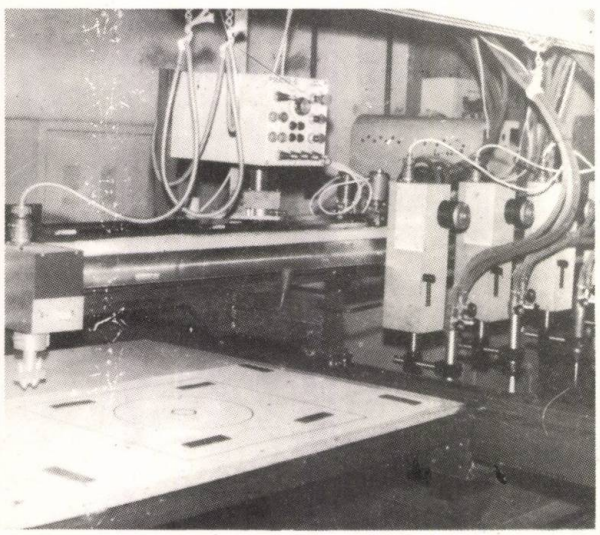


M.I.C.M. — D.T.
INSTITUTUL DE SUDURĂ ŞI ÎNCERCĂRI DE MATERIALE
INSTITUTE OF WELDING AND MATERIAL TESTING
INSTITUT DE SOUDURE ET D'ESSAIS DE MATÉRIAUX
INSTITUT FÜR SCHWEISSTECHNIK UND MATERIALPRÜFUNG
ИНСТИТУТ СВАРКИ И ИСПЫТАНИЯ МАТЕРИАЛОВ

PRODUCTIVITATE SI CALITATE LA DEBITARE

ISIM TIMIŞOARA asigură

Proiecte la temă pentru maşini automate de tăiere termică oxigaz şi/sau cu plasmă



- Tăieri rectilinii (benzi)
- Tăieri profilate - prin urmărire optică desen scara 1:1 , 1:10 cu comandă numerică
- Tăieri piese cilindrice
- 1, 2, 3 sau mai multe aparate de tăiere
- Gaz combustibil: acetilenă sau metan
- Grosimi de tăiere 5 ÷ 300 mm.

ISIM PRODUCE: Maşina automată de tăiere termică cu urmărire optică a desenului executat la scara 1:1 tip **MATO—G**

Subansambluri pentru maşinile automate de tăiere termică proiectate

Bv. MIHAI VITEAZUL nr. 30 1900 TIMIŞOARA R. S. ROMÂNIA TEL. 1 97 40 director 1 54 70
TELEX 71332 / ISIM 05 cont BN R. S. R. 301620301

ICSITEE

INSTITUTUL DE CERCETARE ȘTIINȚIFICĂ ȘI INGINERIE TEHNOLOGICĂ PENTRU ECHIPAMENTE ENERGETICE — BUCUREȘTI

ICSITEE • Șos. Berceni Nr. 104 • Sector 4 Bucuresti • P.O.B. 1619 • Cont virament 301191101 7003 B.I.S.M.B. • Tel. 83.20.70 •

I.C.S.I.T.E.E. prin laboratoarele și atelierele proprii de cercetare științifică și inginerie tehnologică. **EXECUTĂ O GAMĂ COMPLETĂ DE LUCRĂRI** privind construcția, dezvoltarea și modernizarea de **INSTALAȚII, AGREGATE, UTILAJE ȘI ECHIPAMENTE TERMOENEREGETICE :**

- Cazane de abur pînă la 1035 t/h, cazane de apă fierbinte pînă la 100 Gcal/h, pe combustibili solizi, lichizi și gazoși pentru dotarea C.T.E., C.E.T. și C.T.
- Turboagregate pînă la 330 MW și instalațiile lor auxiliare inclusiv sala de mașini, aferente C.T.E. și C.E.T., clasice.
- Turboagregate pînă la 700 MW și instalațiile lor auxiliare, aferente C.N.E.
- Ventilatoare și pompe de alimentare cu apă pentru cazane energetice, regulatoare electrohidraulice pentru T.A. și mașini electrice speciale.

■ În laboratoare de profil se asigură cercetări pentru domeniile :

- noi tehnologii de ardere a combustibililor fosili ;
- energie solară ;
- gazeificarea cărbunilor inferiori ;
- conversie MHD ;
- recuperarea și refolosirea resurselor energetice secundare ;
- epurarea gazelor de ardere emise în atmosferă ;
- energetică industrială.

I. C. S. I. T. E. E. prin atelierele proprii de microproducție — **BUCUREȘTI**

EXECUTĂ :

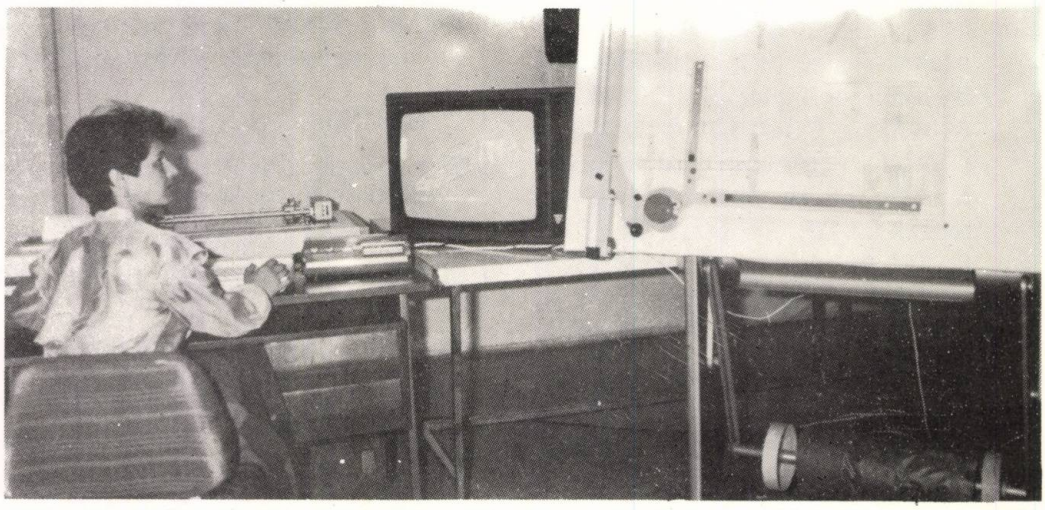
- regulatoare electrohidraulice pentru turboagregate în domeniul de puteri 3÷330 MW ;
- traductoare de turație pentru turboagregate;
- turometre cu afișaj digital pentru turboagregate ;
- diverse automate de ardere, dotate cu detectoare de flacără (pentru C.T.E., C.T. și diverse instalații industriale) ;
- cutii de comandă pentru cazane de încălzire ;
- cutii de comandă pentru arzătoare tip AMAL, AMAG ;
- diverse dulapuri de automatizare (pentru C.T., microhidrocentrale etc.) ;
- o gamă largă de duze pentru combustibili gazoși, lichizi, duze pentru tăiere oxi-gaz și duze pentru apă etc. ;
- compensatori de dilatare și garnituri din azbest (pentru canale de aer și gaze de ardere).

I. C. S. I. T. E. E. prin atelierele proprii de microproducție — **CLUJ-NAPOCA**

EXECUTĂ :

- pompe dozatoare, 6 TD acoperind un domeniu de debite de 2 ... 27.000 dm^3/h ;
- robinete electromagnetice cu ventil pentru gaz metan, motorină, păcură, reziduuri petroliere și apă ;
- grup dublu de robinete cu ventil destinat automatizării arzătoarelor navale pe combustibil reziduuri petroliere cu debite de 100 kg/h ;
- bloc pentru supravegherea flăcării și dispozitiv electronic de aprindere pentru cazanele de încălzit trenurile TIP — GAT — 0,8 Gcal/h ;
- pompe de înaltă presiune 80 ... 800 kgf/cm^2 pentru curățire cu jet de apă (2 TD).

INSTITUTUL DE CERCETARE ȘTIINȚIFICĂ ȘI INGINERIE TEHNOLOGICĂ PENTRU UTILAJ MINIER ȘI MAȘINI DE RIDICAT — TIMIȘOARA —



— P R O M M A R —

marca unei firme cu experiență de peste 40 de ani în domeniu, cunoscută pe mai multe meridiane ale globului prin utilajele concepute :

Folosind utilajele proiectate de I.C.S.I.T.U.M.M.R. — marca PROMMAR — aveți posibilități multiple de utilizare, manipulare ușoară, funcționare economică.

- poduri rulante
- macarale portal
- macarale portuare
- macarale plutitoare
- excavatoare
- mașini de haldat
- mașini de scos și stivuit cărbune
- automacarale
- macarale pe șenile
- dispozitive de transport pe pernă de aer
- motostivuitoare
- magazii automatizate

PROMMAR produce :

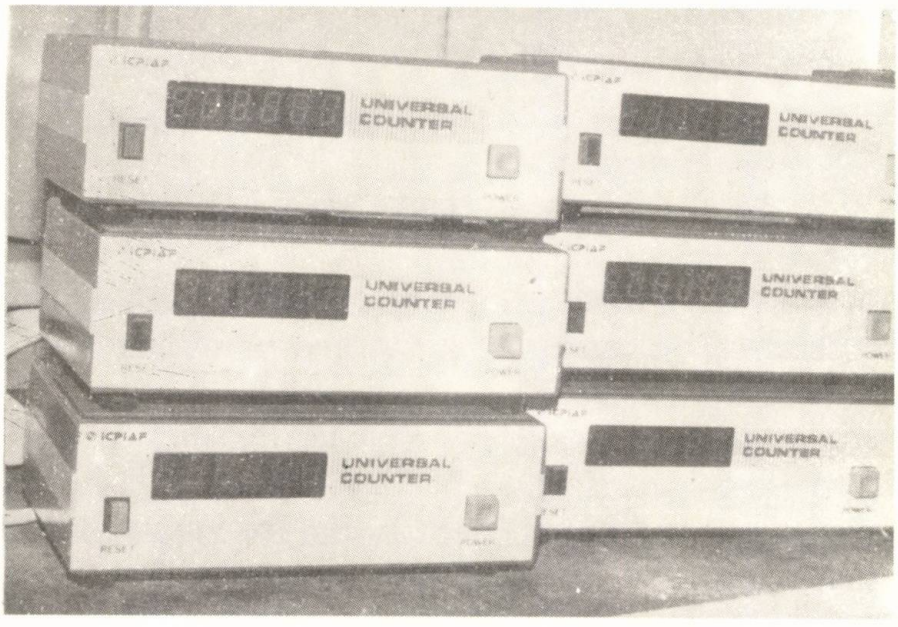
- diverse modele experimentale și prototipuri
- aparate hidraulice
- dispozitive de siguranță

ICPIAF R Cluj-Napoca

Centrul de Cercetare Stiințfică și Inginerie Tehnologică pentru Utilaj de Industrie Alimentară și Tehnica Frigului

Str. F-cii de Chibrituri 13-21, 3400 CLUJ-NAPOCA, ROMANIA, telefon: 3 02 38, telex: 0048

Numarator universal de butelii



Caracteristici tehnice

DOMENIUL DE UTILIZARE

Aparatul servește la contorizarea buteliilor, în cadrul liniilor de îmbuteliat lichide alimentare (vin, bere, lapte, sucuri, etc.).

CARACTERISTICI TEHNICE

Tensiunea de alimentare	**220 V ± 10 % ; 50 Hz**
Puterea maximă absorbită	**10 VA**
Nr. maxim afișat	**999.999**
Traductor utilizat	**inductiv de proximitate**
Frecvența max. a traductorului	**150 Hz**
Distanța traductor-capsulă	**4 . . . 15 mm**
Distanța max. traductor-numărător	**50 m**
Timpul maxim de păstrare în memorie a informației	**2 h**
Dimensiuni	**210 x 110 x 65 mm**
Masa	**1,1 kg**

CENTRALA INDUSTRIALĂ DE UTILAJ ENERGETIC — București (CIUE)

ÎN CADRUL CENTRALEI INDUSTRIALE DE UTILAJ ENERGETIC, SE PRODUC UTILAJE ȘI ECHIPAMENTE METALURGICE ȘI SIDERURGICE, INSTALAȚII COMPLETE ENERGETICE, TURBINE, GENERATOARE ȘI ECHIPAMENTE PENTRU ORICE TIPURI DE INSTALAȚII TERMICE ȘI HIDROELECTRICE, cum sînt:

- INSTALAȚII COMPLETE SAU ECHIPAMENTE PENTRU INSTALAȚII TERMICE
- ECHIPAMENTE PENTRU CENTRALE NUCLEARE
- BOILERE PENTRU ABUR, APĂ-CALDĂ APĂ FIERBINTE, ÎNCĂLZITE CU COMBUSTIBIL LICHID, GAZ, SOLID ȘI MIXT
- SISTEME DE TRATARE CHIMICĂ A APEI, ECHIPAMENTE AUXILIARE ȘI PIESE COMPONENTE PRINCIPALE PENTRU MOTOARE ȘI BOILERE INDUSTRIALE ȘI ENERGETICE
- BOILERE CU RECUPERARE A CĂLDURII PENTRU INSTALAȚII CHIMICE ȘI METALURGICE
- MOTOARE DIESEL DE JOASĂ ȘI MEDIE VITEZĂ (3750—40000 HP) PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCȚIEI DE NAVE
- MOTOARE DIESEL DE 1348—4563 HP PENTRU CĂI FERATE, SISTEME DE FORAJ, SISTEME DE POMPARE ȘI COMANDĂ ENERGETICĂ
- MOTOARE ELECTRICE SINCRONE ȘI ASINCRONE SPECIALE (2000 — 10 500 MW)
- SUBANSAMBLE ȘI PIESE DE SCHIMB

SE PRODUC, DE ASEMENEA, ȘI UTILAJE PENTRU ELABORAREA OȚELULUI ȘI PENTRU TURNĂTORII, astfel:

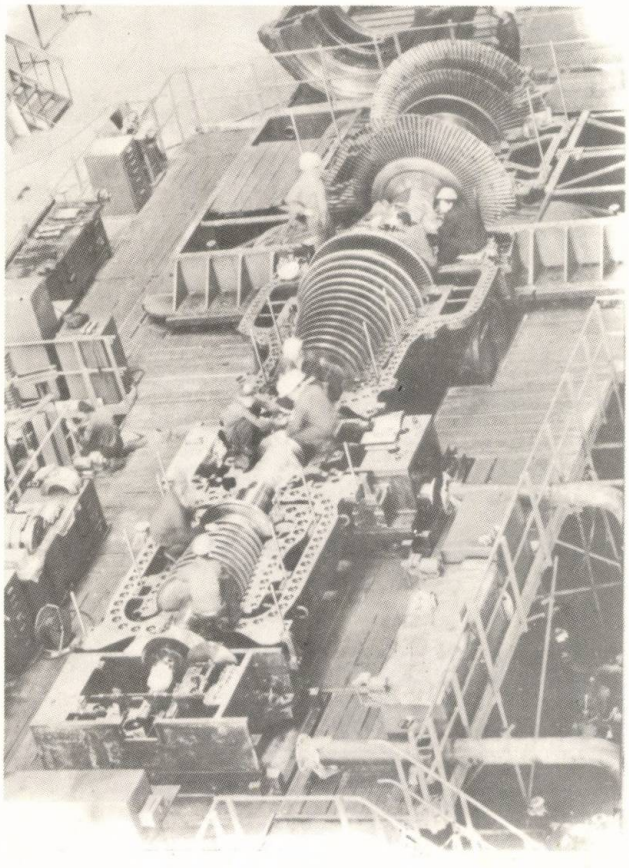
- INSTALAȚII DE GRANULARE
- INSTALAȚII DE FABRICARE A CLINKERULUI
- SISTEME DE TURNARE CONTINUĂ ȘI LAMINOARE
- PRESE HIDRAULICE (MAX. 12 500 TF) ȘI PRESE MECANICE (MAX 4000 TF)
- ECHIPAMENTE COMPLEXE (STANDURI PENTRU CONVERSIE ÎNALTĂ, FOARFECE, MAȘINI DE ÎNDREPTAT, SISTEME DE RECTIFICAT CU JGHEAB, BANCURI DE RĂCIRE, MACARA-TURN, CONVERTOARE, STANDURI DE LAMINARE ȘI REDUCȚIE, FURNALE CU ARC ELECTRIC DE MAX. 100 T, CUPTOARE TERMICE ȘI TRATARE CU RECUPERAREA CĂLDURII ȘI PIESE DE SCHIMB

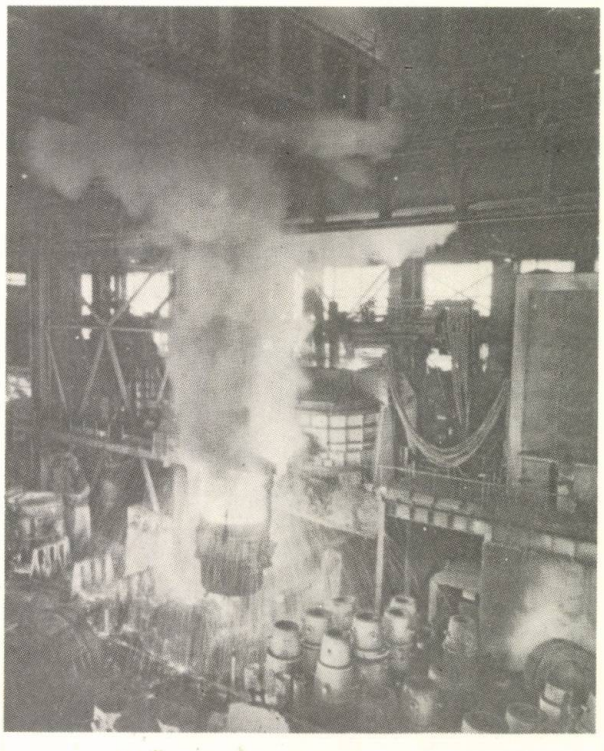
IMGB

ÎNTREPRINDEREA DE MAȘINI GRELE —BUCUREȘTI

produce :

- TURBOAGREGATE
- **Utilaje pentru Industria de prelucrare a metalelor**
- **Utilaje pentru Industria materialelor de construcție și pentru Industria extractivă**
- **Utilaje pentru Industria Chimică**
- **Piese pentru mașini navale**





Producători de marcă precum ALSTHOM-ATLANTIQUE, Franța, GENERAL ELECTRIC, S.U.A. și alții recunosc și apreciază produsele noastre.

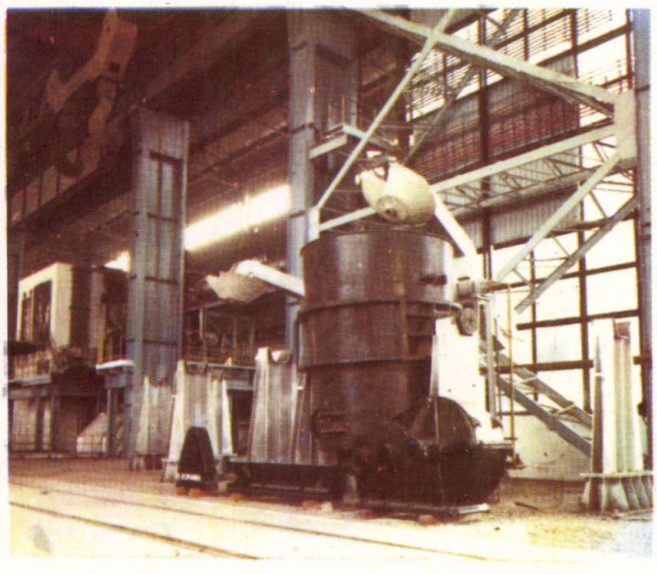
I.M.G.B.
ȘOSEAUA BERCENI, NR. 104
SECTOR IV, COD 75632
BUCUREȘTI, ROMÂNIA
TELEFON : 83.59.40 ; 84.20.20
TELEX : 10 243 ; 11 892
TELEGRAF : imgb—București

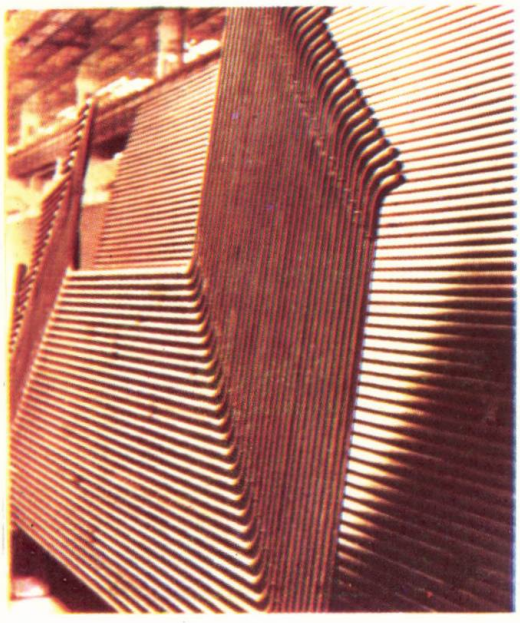
CUG
CLUJ-NAPOCA

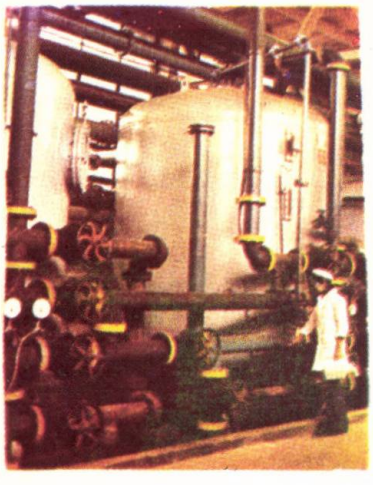
BD. MUNCII 16
tel. 54425 telex 31335
3400 CLUJ-NAPOCA

COMBINATUL DE UTILAJ GREU (C U G) — CLUJ-NAPOCA produce:

- generatoare industriale de abur saturat pentru boilere ignitubulare
- generatoare de apă caldă cu combustibil solid
- generatoare de abur pentru injecţia aburului încărcat cu ulei
- boilere cu abur de dimensiuni mici pentru scopuri speciale
- generatoare de abur pentru vagoane de cale ferată
- generatoare mobile şi staţionare
- echipamente de preîncălzire a motoarelor diesel
- arzătoare cu combustibil lichid sau gaze naturale
- sisteme de preîncălzire şi pompare pentru combustibil ulei
- filtre pentru combustibil ulei
- dezaeratoare
- filtre ionice
- tancuri (rezervoare)
- unităţi mobile de demineralizare-ambalare de 0,2 — 10 cm/oră
- utilaje chimice şi miniere
- utilaje de turnătorie

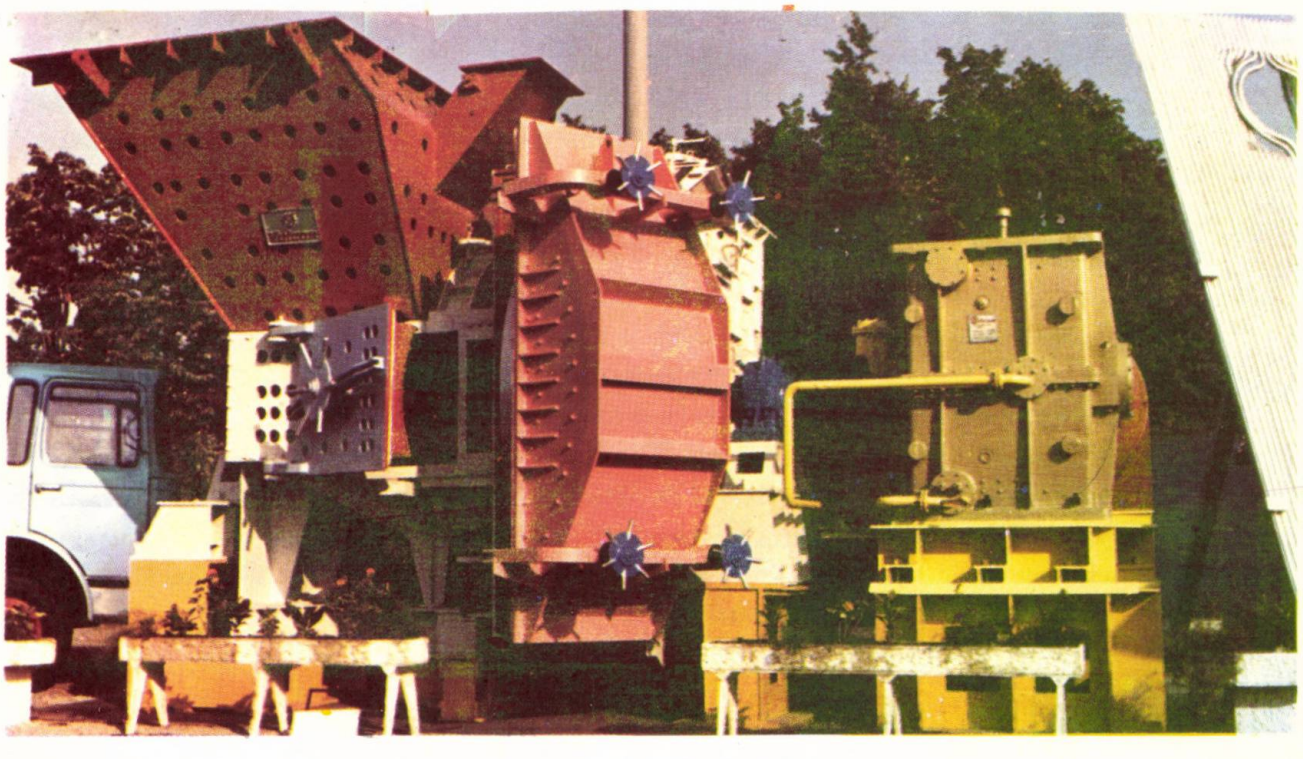






VULCAN

București, sector 5
str.Sebastian
cod 76305
tel. 80.50.78 telex 11127



INTREPRINDEREA „VULCAN" BUCUREȘTI

Unitățile de pompare sînt destinate extracției țițeiului prin pompajul de adîncime prin intermediul garniturilor de prăjini.

Unitățile de pompare „VULCAN" însumează soluții constructive originale, care asigură menținerea factorilor de accelerație și de cursă, minimă, la nivelele cele mai scăzute și o încărcare uniformă a lagărelor.

Structura metalică a unităților de pompare „VULCAN" este construită din profile de oțel care întrunesc calitățile cerute de exploatarea în cîmpurile petrolifere. Este asigurată, astfel rezistența și rigiditatea unității de pompare în funcțiune.

Toate lagărele unității sînt prevăzute cu rulmenți oscilanți cu role, soluții ce asigură siguranța și durabilitatea în exploatare precum și o întreținere ușoară.

Reductorul cu dublă sau triplă reducere și dantură în „V" simetrică, se caracterizează prin robustețe și fiabilitate ridicată. Aceste caracteristici sînt asigurate de calitatea superioară a materialelor utilizate, de tratamentul termic al pieselor principale și de precizia de prelucrare a danturii. Axul principal se sprijină pe cuzineți de bronz, ceea ce asigură o rigiditate sporită a reductorului iar axul intermediar și axul de ieșire se sprijină pe rulmenți cu role, ungerea acestor lagăre făcîndu-se cu ulei din baia de ulei a reductorului.

O soluție originală și eficientă este folosită pentru rebaterea capului de cal, asigurîndu-se în cadrul diferitelor intervenții la echipamentul de fund, un acces ușor la gura sondei.

Efectul de contrabalansare necesar în exploatarea unității de pompare este asigurat prin contragreutăți montate pe manivele.

Contrabalansarea dorită este obținută prin modificarea poziției contragreutăților în lungul manivelei prin intermediul unui pinion și a unei cremaliere, obținîndu-se orice contrabasculare pînă la valoarea maximă de 75%. Dacă se depășește o contrabalansare mai mare, se atașează la contragreutățile principale altele auxiliare, putîndu-se obține astfel un coeficient maxim de 85 pînă la 88%.

Acționarea unităților de pompare „VULCAN" se realizează cu motoare electrice sau termice, după dorința beneficiarului. Toate unitățile se livrează din uzină cu echipamente de protecție adecvate (apărătoarea de curele, scări de acces, grilaj) corespunzătoare unei tradiții de fabricație septegenară.

PRINCIPALI PARAMETRII TEHNICI

Unitățile de pompare, atît cele convenționale cît și cele cu geometria în față executate în conformitate cu A.P.I. sfd. 11 E, sînt produse într-o gamă largă de tipodimensiuni, avînd următoarele caracteristici principale:

— sarcini maxime la prăjina lustruită de la 7 600 cbs la 42 700 cbs.

— momente maxime la axul de ieșire al reductorului de la 40 000 cbm la 188 000 1 bm.

— curse ale prăjinii lustruite de la 36 m la 193 m.

Ca o recunoaștere a calităților deosebite a unităților de pompare trimise în multe colțuri ale lumii, întreprinderea „VULCAN" este autorizată de către American Petroleum Institute să folosească monograma „API" pentru inscripționarea produselor sale.

Unitățile de pompare „VULCAN" pot fi întîlnite azi în exploatare, atît în Europa cît și în America de Sud, Asia și de curînd și în America de Nord, fapt ce confirmă indiscutabil, dovada calităților lor deosebite și a aprecierilor de care se bucură aceste produse pe piața mondială, marca de fabrică VULCAN-ROMÂNIA fiind unul din mesagerii pașnicului nostru popor, pentru colaborarea internațională pusă în slujba progresului și vieții.

CAZAN DE ABUR 1035 t/h LIGNIT

Cazanul este destinat să funcţioneze bloc cu turboagregatul FIC 330 + THA 330—2.

Cazanul de abur de 1035 t/h este construit cu un singur drum de gaze de ardere (tip turn), cu circulaţie forţată unică (Benson) şi supraîncălzire intermediară.

Drumul de gaze de ardere (focar şi convectiv) este realizat din panouri de pereţi membrană care formează vaporizatorul şi supraîncălzitorul de perete.

Supraîncălzitoarele şi economizorul sînt amplasate în drumul de gaze de ardere la sfîrşitul focarului.

Întregul sistem sub presiune este suspendat de grinzile plafon ale construcţiei metalice de susţinere.

Combustibilul de bază este lignitul iar pornirea şi întreţinerea arderii se realizează cu hidrocarburi.

PRINCIPALELE UTILAJE ŞI INSTALAŢII ANEXE

- **preîncălzitoare de aer rotativ tip regenerativ ..... 2 buc.**
- **preîncălzitoare de aer cu abur ..... 2 buc.**
- **ventilatoare de aer (VA-945/815 R-35L) ..... 2 buc.**
- **ventilator de gaze de ardere (VA-1800/446 A-160 GP) ..... 2 buc.**
- **instalaţie de ardere praf de cărbune (6 alimentatoare) ..... 1 buc.**
- **mori pentru cărbune (DGS 100) ..... 6 buc.**
- **instalaţie de ardere praf de cărbune (6 arzătoare) ..... 1 buc.**
- **instalaţie de ardere păcură şi gaze naturale cu 12 arzătoare ..... 1 buc.**
- **instalaţie suflat funingine ..... 1 buc.**
- **instalaţie de desprăfuire electrică ..... 1 buc.**
- **instalaţie de evacuare zgură şi cenuşă ..... 1 buc.**
- **grătar de postardere ..... 1 buc.**
- **instalaţie de automatizare, protecţie, măsură şi control ..... 1 buc.**

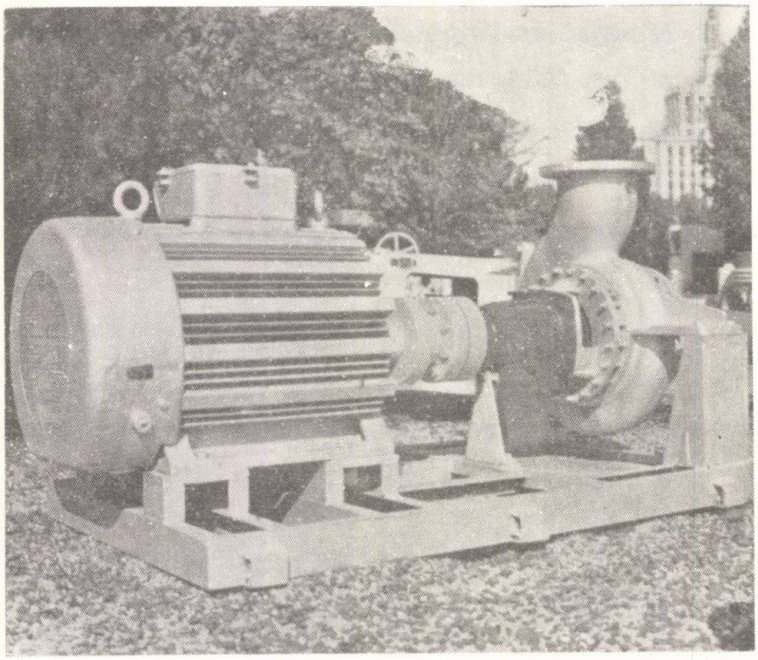
CARACTERISTICI TEHNICE PRINCIPALE

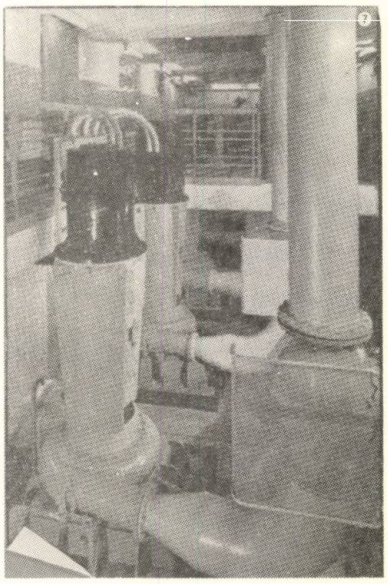
- **abur viu :**
  - **debit nominal ..... 1035 t/h**
  - **presiune nominală ..... 192 bar**
  - **temperatură nominală ..... 540 °C**
  - **consum orar de combustibil :**
    (Pci = 1600 Kcal/kg) ..... 476 t/h
  - **randament (Pci = 1600 Kcal/kg) 86%**

AVERSA

AVERSA PUMPS WORKS BUCHAREST

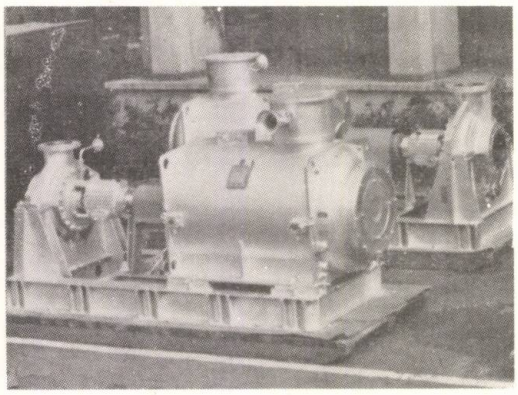
25, Ziduri Moşi Street ; II, 73342, Bucharest
Telephone : 35 35 58 ; Telex : 11596

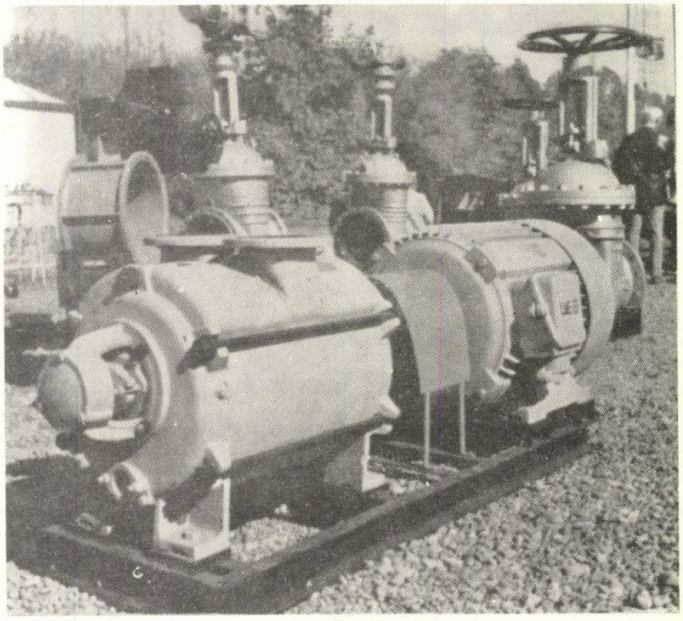




AVERSA — Uzina de pompe — Bucureşti

Pompele fabricate de Uzina de Pompe Aversa se găsesc în multe unităţi industriale din Turcia, Siria, Iran, Iraq, Pakistan, Sudan, Angola, India, Iordania, Filipine şi la mulţi alţi beneficiari din peste 40 ţări din lume.





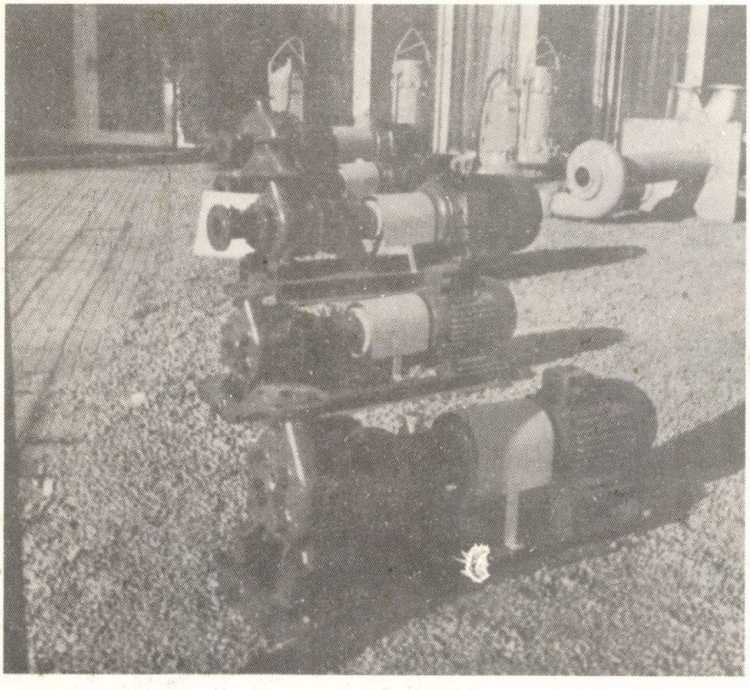
INTREPRINDEREA DE UTILAJE ȘI PIESE DE SCHIMB — BOTOȘANI (I U P S)

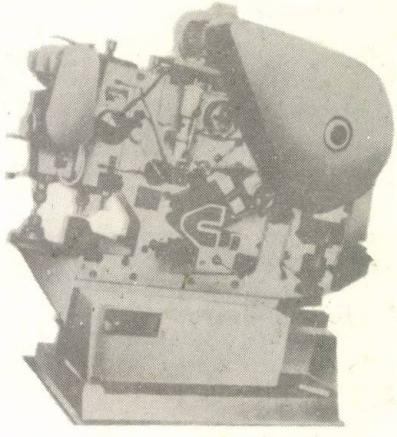
a fost înființată în 1960, inițial ca fabrică de utilaje și subansamble pentru industria ușoară.

Din 1978, prin dotarea și progresul tehnic efectuate la ea, întreprinderea s-a orientat spre producerea pompelor centrifuge și a unei serii de utilaje metalurgice ca :

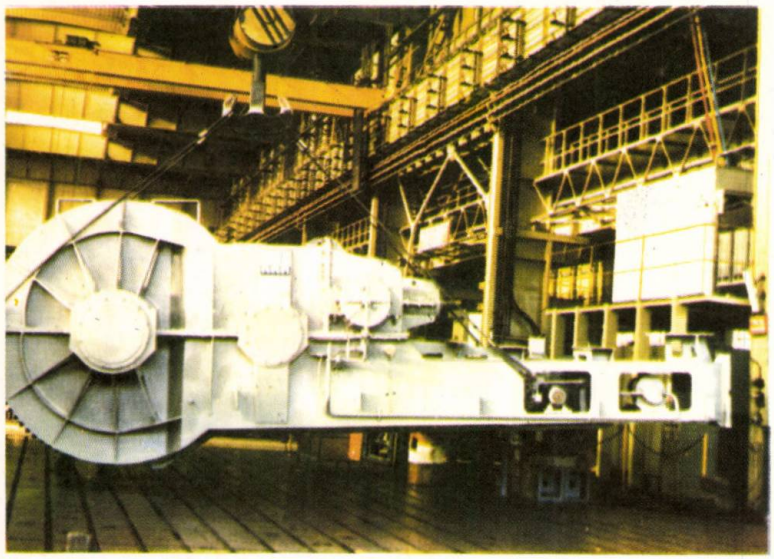
— pompe electrice LCC ;
— pompe electrice AN și AND ;
— pompe electrice SD ;
— prese cu excentric ;
— foarfece combinate etc.

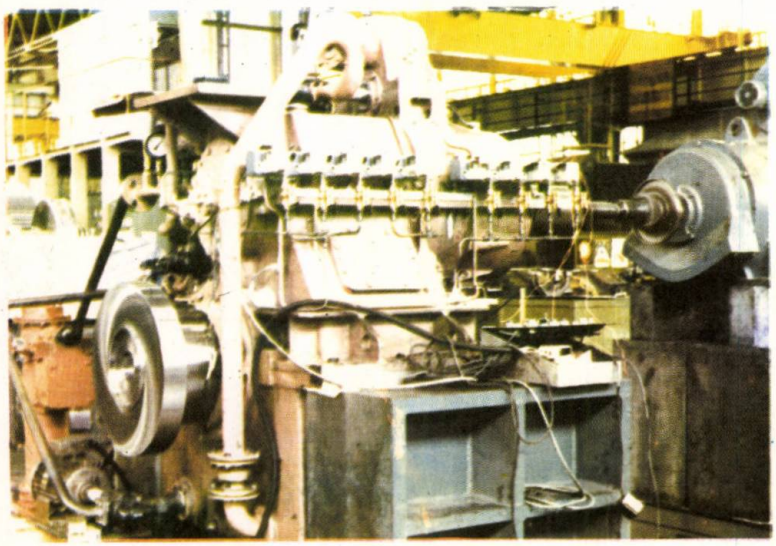
I.U.P.S. Botoșani satisface toate exigențele economiei naționale și își exportă produsele în : Egipt, Siria, Pakistan, Turcia, Franța, Irak, Grecia, Iordania, India, Libia, Kenia, U.R.S.S., R.D.G., Cehoslovacia, Ungaria, Republica Chineză etc..

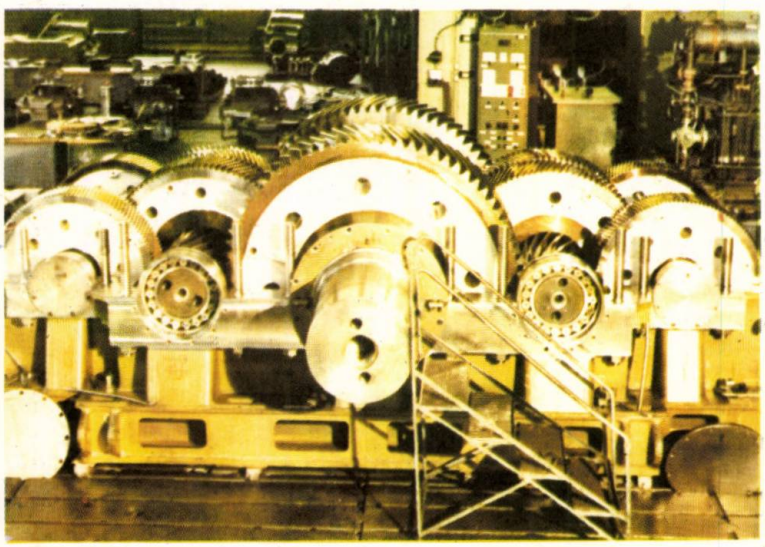




SOCIETATEA MIXTĂ „FABRICA DE REDUCTOARE REȘIȚA RENK S. A. — REȘIȚA“



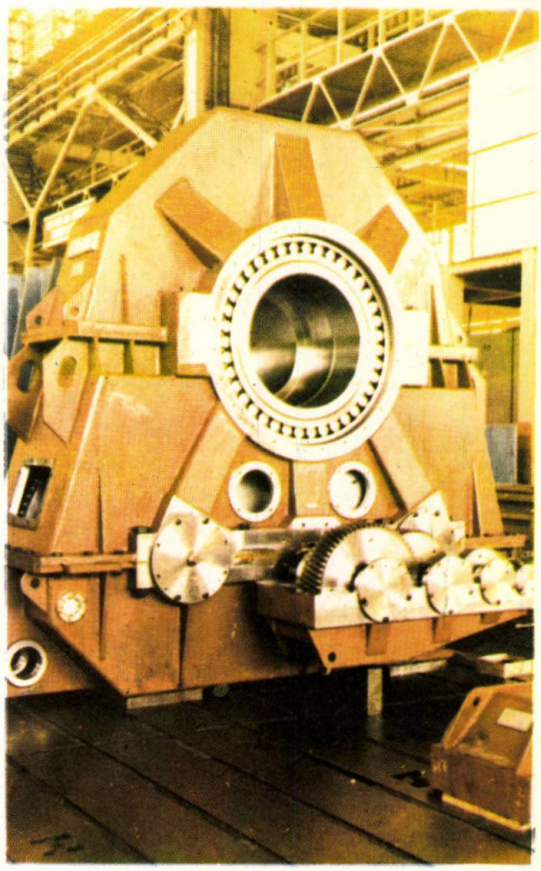




Societatea oferă produse înalt specializate, realizate pe mașini-unelte moderne, laboratoare de analize și linii de producție superior organizate.

Procesele de producție și activitatea financiară sînt asistate de colculatoare. Societatea produce reductoare și invertoare pentru industria navală și pentru export.

Societatea RRR întreține relații comerciale cu proprietarii de nave din Suedia, Norvegia, Japonia, Polonia și RFG, Spania, Iugoslavia, Siria.



IVB

ÎNTREPRINDEREA
DE VENTILATOARE
BUCUREȘTI

Str. Serg. Nuțu Ion, nr. 44, telefon 31.40.80 București ROMÂNIA

PROGRAM DE PRODUCȚIE

Ca principal producător, în ROMÂNIA, de utilaje pentru TEHNICA AERULUI Întreprinderea de ventilatoare — București — IVB — își desfășoară activitatea și tinde să se dezvolte pe următoarele direcții :

— transportul aerului și gazelor

— depoluarea aerului

— climatizarea și mediul confortabil

— răcirea cu aer în procesele industriale în vederea economiei de apă

— cercetarea și modelarea de sisteme hidro și aerodinamice.

Programul de producție al IVB cuprinde :

● **ventilatoare centrifugale, mono și dublu aspirante, de uz industrial și pentru aeraj, cu debite de la 100 m^3/h pînă la 700 000 m^3/h și presiuni de la 30 la 1 500 mm CA, pentru transport de aer, gaze calde, gaze corosive și transport pneumatic**

● **ventilatoare centrifugale pentru gaze fierbinți, cu temperaturi pînă la 800°C, folosite în industria metalurgică**

● **ventilatoare centrifugale, livrabile în 16 poziții de montaj în funcție de poziția axului gurii de refulare, sînt realizate fie cu antrenare directă, fie prin intermediul unei transmisii (cu cuplaje sau roți de curea)**

● **ventilatoare axiale întubate, cu pas fix sau reglabil la oprire, pentru aeraj, cu debite de la 100 pînă la 400 000 m^3/h**

● **ventilatoare de fereastră și acoperiș pentru aerajul halelor industriale și al fermelor zootehnice**

● **ventilatoare axiale, cu pas reglabil în mers sau la oprire, pentru răcitoare cu aer cu diametrul între 1 000 și 4 000 mm, utilizate în industria petrochimică**

Reglajul palelor în mers poate fi efectuat cu acționare mecanică sau manuală

● **ventilatoare axiale, cu palete profilate din poliester armat cu fibre de sticlă, cu diametrul rotorului între 6 300 și 12 500 mm pentru turnurile de răcire a apei recirculate din industria chimică sau energetică**

● **aparate axiale, comandate manual sau cu servomotor, pentru reglajul economic al parametrilor ventilatoarelor**

● **aspiratoare industriale mobile de praf pentru curățirea halelor industriale**

● **cicloane și baterii de cicloane pentru desprăfuire industrială cu funcționare uscată sau umedă**

● **agregate mici pentru răcirea apei**

● **cercetări și măsurători pe modele de instalații complexe în vederea optimizării parametrilor acestora**

CENTRALA INDUSTRIALĂ DE TRACTOARE, AUTOCAMIOANE ȘI MAȘINI AGRICOLE — Brașov (C I T A M A)

UZINA TRACTORUL BRAȘOV ROMÂNIA

UZINA „TRACTORUL" BRAȘOV

UNIVERSAL 703 DT

CARACTERISTICI TEHNICE		DT 703 dublă tracțiune
Putere nominală	kW/CP(DIN)	51,5/70
Turație nominală	rot/min	2400
Cilindree	cm³	3759
Număr cilindri		4
Ambreiaj transmisie		Monodisc 11"
Ambreiaj priză de putere		Monodisc 11"
Cutie viteze, standard		12 - 3
Cutie viteze, opțional		16+4
Frîne		Disc
Priză de putere		Indep/sincr
Turație, priză putere	rot/min	540/1000
Ridicător hidraulic		Control forță poziție și mixt
Ampatament	mm	2210
Gardă la sol	mm	340
Pneuri, față		9,5-24
Pneuri, spate		16,9-30
Ecartament, față	mm	1380-1580
Ecartament, spate	mm	1510-2300
Masa	kg	3180

Gamă : U 453 ; 453 DT ; U 533 ; 533 DT ; U 553 ; 553 DT ; U 643 ; 643 DT ; U 703.

UNIVERSAL 302 DTCE IF

CARACTERISTICI TEHNICE		U 302 DTCF IF dublă tracțiune roți dințate și încărcător frontal
Putere nominală	kW/CP(DIN)	22/30
Turație nominală	rot/mln	2200
Cilindree	cm³	1797
Număr cilindri		2
Ambreiaj transmisie		Monodisc 10"
Ambreiaj priză de putere		Monodisc 10"
Cutie viteze,		6+6
Frîne		Banda
Priză de putere		Indep/sincr.
Turație, priză putere	rot/min	540
Ridicător hidraulic		Control forță și poziție
Gardă la sol	mm	200
Pneuri, față		900-16
Pneuri spate		900-16
Ecartament, față	mm	1284
Ecartament, spate	mm	1280
Masă cu cupă ptr. pietriș	kg	3420
Sarcină utilă de ridicare	daN	300

ECHIPAMENTE DE LUCRU : cupă pentru pietriș ; cupă pentru cereale ; cupă pentru gunoi ; furcă pentru căpițe ; lamă de planat.

UNIVERSAL 650 M

CARACTERISTICI TEHNICE		
Putere nominală	kW/CP(DIN)	47,8/65
Turație nominală	rot/min	1800
Cilindree	cm³	4760
Nr. cilindri		4
Ambreiaj		Monodisc 13"
Cutie de viteze		10+2
Frîne		Disc
Priză de putere		Indep/sincr.
Turație, priză putere	rot/min	540
Ridicător hidraulic		Control forță și poziție
Ampatament	mm	2430
Gardă la sol	mm	370
Pneuri, față		6,5-20
Pneuri, spate		14-38
Ecartament, față	mm	1320-1920
Ecartament, spate	mm	1400-2050
Masa	kg	3380

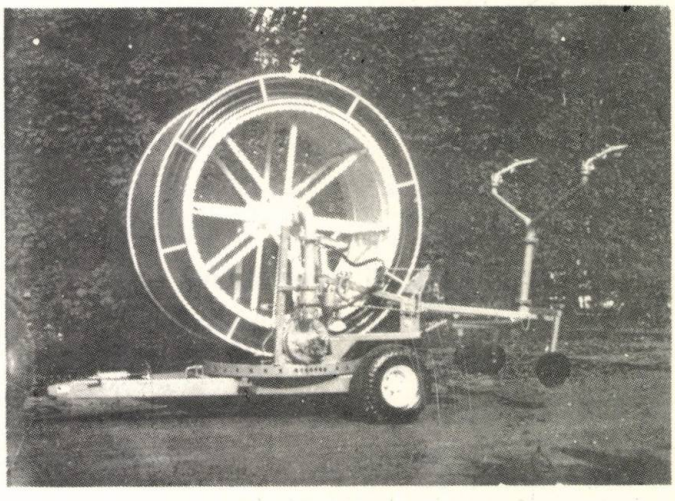
Gamă : 651 M ; U 650 E ; U 750 ; 750 DTC.

INTREPRINDEREA DE MAȘINI AGRICOLE
SEMĂNĂTOAREA

Combină autopropulsată de recoltat porumb
pe 6 rînduri — C 6 P

Combină autopropulsată de recoltat cereale
C 12 M

Combina autopropulsată de mică capacitate
pentru recoltat cereale — C 80

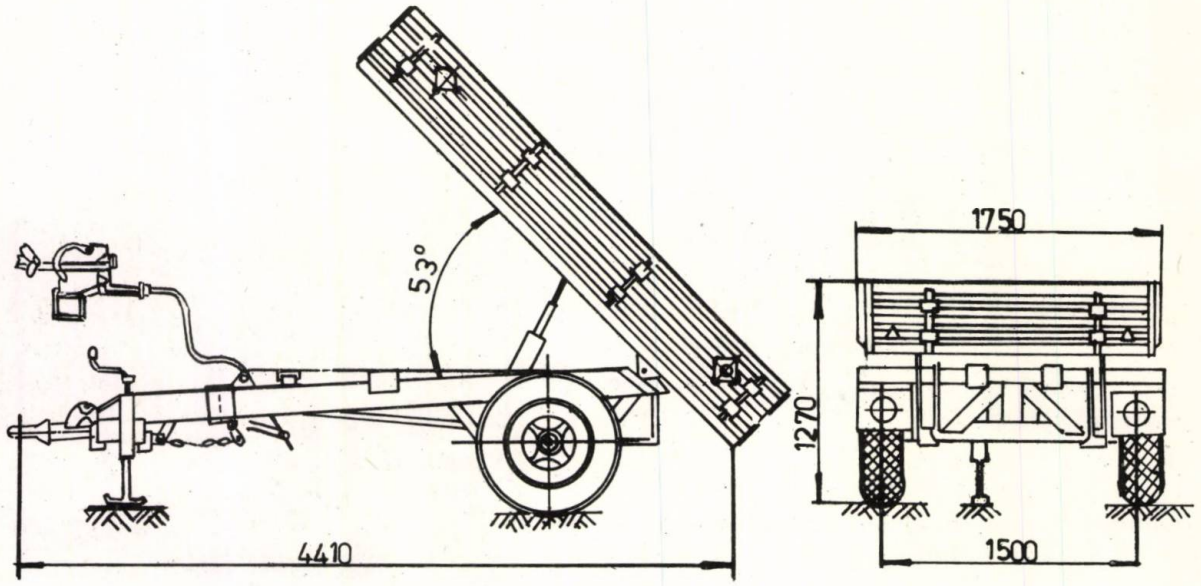


Instalație de udare prin aspersiune
IATF — 300 B + T

semanatoarea

BUCUREȘTI — Splaiul Independenței Nr. 319
Sec. 6 — Telefon 81 40 69 — Telex 11198

INTREPRINDEREA MECANICA DE UTILAJE
MEDGIDIA



REMORCA POMIVITICOLĂ TIP RPV 2,5 M

Remorca pomiviticolă RPV 2,5 este basculată pe o axă cu două roți 7,5—800/16 RA. fără suspensie.

Remorca este realizată în construcție metalică cu șasiul rigid fixat pe axa roților, bena basculantă articulată de șasiu pentru basculare pe spate, obloane laterale și spate articulate de platformă.

Caracteristici tehnice :

— Masa proprie ..... 760 kg
— Sarcina utilă ..... 2,5 tone

Dimensiuni interioare benă :

— lungime ..... 3 020 mm
— lățime ..... 1 665 mm
— înălțime ..... 420 mm
— Suprafața utilă a platformei ..... 5,02 m^2
— Volumul util al benei cu obloane ..... 2,12 m^3
— Înălțimea platformei față de sol ..... 850 mm
— Ecartament ..... 1 500 mm
— Garda la sol în poziție de transport ..... 310 mm
— Garda la sol în poziție basculată ..... 400 mm
— Dimensiuni pneuri ..... 7,05—8,00/16 RA
— Presiunea în pneuri ..... 4 bari
— Instalația de frînare ..... mecanică, prin inerție, acționată prin cîrligul prototipului și frîna de parcare acționată prin cablu flexibil de la tractor sau prin sistem de pîrghii.
— Viteza maximă de deplasare ..... 25 km/h

ÎNTREPRINDEREA MECANICĂ „CEAHLĂU" PIATRA NEAMȚ

Întreprindere producătoare de mașini agricole este cunoscută pe plan mondial ca exportatoare de grape grele, mijlocii și ușoare și semănători pentru plante prășitoare și păioase.

GAMA PRODUSELOR CUPRINDE:

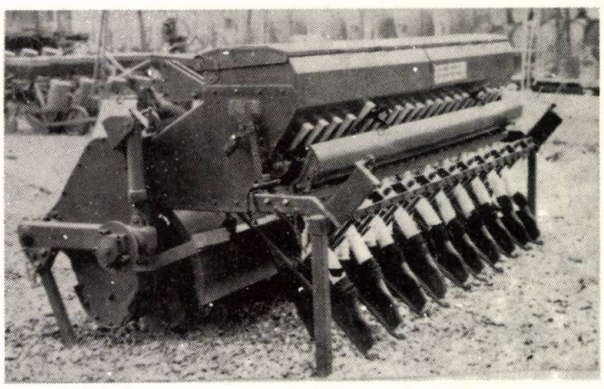
— grapa cu discuri cu lățimea de lucru cuprinsă între 1,2—7 m, tip DPVI· 2, GDDI, 3, GDDI, 8 M, GD 3, 2 M, GDG 421, GD 7 pentru tractoare de 26, 45, 65, 80 și 100 CP.

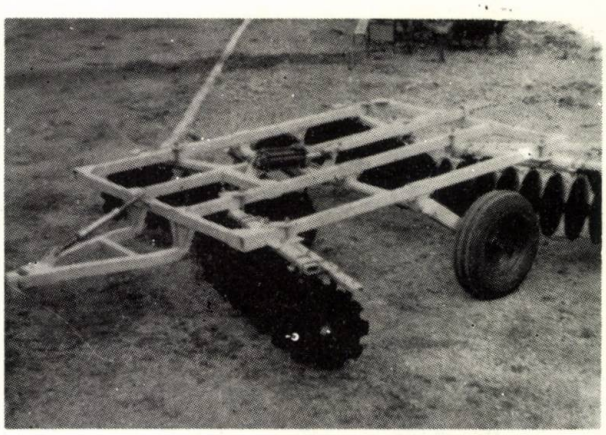
— semănători de precizie pentru plante prășitoare pe 4, 6 și 8 rînduri fără fertilizator tip SP 4 SPC 4 M, SPC 6 M, SPC 8 M pentru tractoare de 65 și 85 CP.

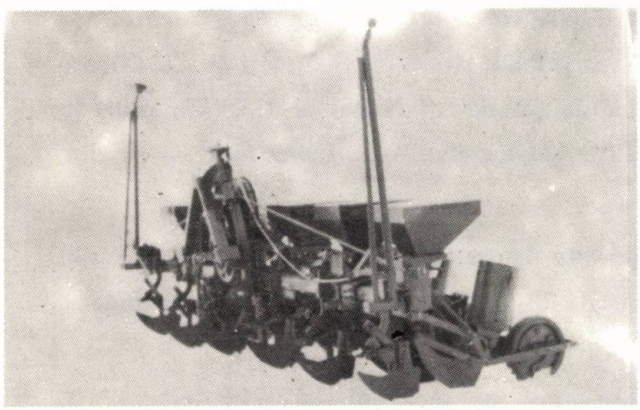
— semănători pentru plante prășitoare pe 4, 6 și 8 rînduri combinate cu fertilizator tip SPC 4 FS, SPC 6 FS, SPC 8 FSL pentru tractoare de 65 și 85 CP.

— semănători de precizie pentru plante prășitoare pe 12 rînduri tip SEMO 12 care lucrează în agregat cu tractorul de 100 CP.

— semănători pentru păioase tip SUP 17, SUP 21, SUP 29 M, SCU 3 pentru tractoare de 26, 45, 65, 100 CP.







ADRESA:

Str. Dumbravei nr. 6 — Piatra Neamț· județul Neamț

CENTRALA INDUSTRIALĂ NAVALĂ GALAȚI (C I N)

Centrala industrială navală Galați coordonează activitatea de construcții navale din R. S. România avînd în subordinea sa șantierele navale, întreprinderile producătoare de echipamente navale și un institut specializat de cercetare și inginerie tehnologică.

Șantierele navale au o dotare modernă, majoritatea dispunînd de docuri uscate pentru construcția și reparația navelor cu capacitatea maximă de 250.000 tdw., instalații hidraulice de lansare și ridicare a navelor tip „Syncrolift", echipamente de debitare automată a tablelor cu control numeric și optic, linii automate de asamblare și sudare a secțiilor de corp, instalații de ridicare și transport de mare capacitate.

Aceste dotări permit construirea tuturor tipurilor de nave și instalații plutitoare și anume :

— nave maritime de transport pînă la 250.000 tdw. (vrachiere, tancuri petroliere, cargouri, nave portcontainer, nave de pasageri, diverse nave specializate etc.) ;

— nave fluviale diverse (barje, nave de transport autopropulsate, împingătoare, remorchere) ;

— nave tehnice și auxiliare, maritime și fluviale (docuri plutitoare, macarale plutitoare, remorchere de toate tipurile, drăgi, șalande, stații de pompare și ateliere plutitoare etc.) ;

— nave și instalații pentru cercetarea și exploatarea subsolului marin (platforme de foraj, nave de aprovizionare, nave de transport personal, nave de cercetări geotehnice etc.)

Șantierele navale românești construiesc nave care corespund tuturor regulilor internaționale actuale, sub supravegherea Registrului Naval Român și a altor Societăți de Clasificare navale care au reprezentanțe permanente în România (Registrul Naval al U.R.S.S., Bureau Veritas-Franța, American Bureau of Shipping-S.U.A., Lloyd's Register of Shipping — Anglia, Det Norske Veritas — Norvegia).

Navele construite în România au fost exportate la numeroși beneficiari externi din Norvegia, Grecia, India, Egipt, Israel, Iran, Japonia, U.R.S.S., R. P. Chineză, R. S. Cehoslovacă, R.S.F. Jugoslavia și din alte țări.

Șantierele navale românești pot executa toată gama de reparații necesare navelor, inclusiv andocări, diverse transformări, înlocuiri de echipamente etc. sub supravegherea Societăților de Clasificare solicitate de armatorii navelor.

În cadrul Centralei Industriale Navale Galați se produc o mare varietate de echipamente navale, din care pot fi menționate : clădiri auxiliare pentru producerea aburului la bord, mecanisme și echipamente de punte, echipamente auxiliare pentru instalații navale, aparataj electrotehnic, diverse accesorii de corp și punte. Calitatea acestora este atestată prin certificate de clasă eliberate de Registrul Naval Român sau de către alte Societăți de Clasificare.

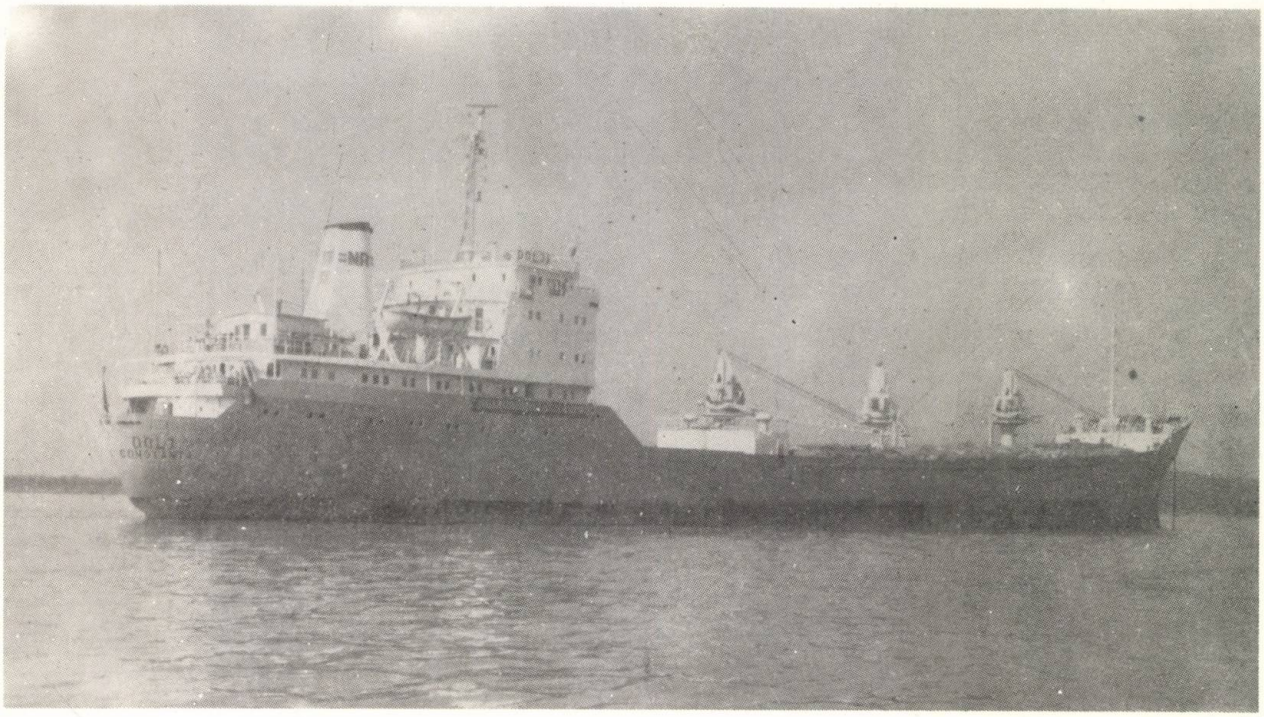
Toată documentația tehnică necesară pentru construcția navelor și a echipamentelor navale este elaborată de institutul specializat al C.I.N. Galați, care dispune de o experiență de peste 20 ani în această activitate, timp în care au fost elaborate mai mult de 120 proiecte de nave diverse.

Institutul dispune de o dotare modernă, necesară acestei activități, printre care pot fi menționate: un centru propriu de calcul electronic, laboratoare de încercări hidrodinamice cu modele de nave și elice, laboratoare de încercare a materialelor.

CARGOU 8.750 TDW.

— Lungime maximă	130,86 m
— Lățime între perpendiculare	121,00 m
— Lățime maximă	17,70 m
— Înălțime de construcție	10,20 m
— Pescaj	8,10 m
— Deadweight	8750 t
— Volum magazii	11980 m.c.
— Containere	110 TEU
— Putere motor principal	6150 CP
— Viteză	15 Nd.
— Autonomie	8000 Mm
— Echipaj	34 pers.

— Clasa : $\frac{\text{R.N.R.}}{\text{C.M.}}$ ⚓ $\frac{\text{M}}{\text{O}}$ G. 20



PLATFORMA DE FORAJ MARIN

— Lungime . . . . . 52,46 m
— Lăţime . . . . . 40,84 m
— Înălţime . . . . . 6,825 m
— Lungime picioare . . . . . 121,68 m
— Condiţii de lucru :
  — adîncime medie . . . . . 90 m
  — înălţime maximă val. . . . . 12 m
— Viteză de ridicare . . . . . 18,30 m/h
— Echipaj . . . . . 72 pers.
— Clasa :

A - 1 „SELF ELEVATING DRILLING UNIT“ ABS

CENTRALA INDUSTRIALA DE RULMENȚI ȘI ORGANE DE ASAMBLARE — BRAȘOV (CIROA)

Intreprinderile de rulmenți din cadrul CIROA produc o gamă mare de tipodimensiuni de rulmenți în mai multe variante constructive sub marca URB.

Rulmenți radiali cu bile pe un rînd, cu principalele variante constructive: deschiși, capsulați (2 Z), etanșați (2 RS) și cu capacitate mărită (tip BL).

Rulmenți radiali oscilanți cu bile pe două rînduri deschiși și etanși (2 RS).

Rulmenți radial-axial cu bile în trei tipodimensiuni

— rulmenți radial-axiali cu bile pe un rînd sub un unghi de contact de 15° (C), 25° (A) și 40° (B)

— rulmenți radial-axiali cu bile pe două rînduri seria 32 și 33

— rulmenți radial-axiali cu bile cu contact în patru puncte tip QJ

Rulmenți radial-axiali cu role cilindrice pe un rînd cu forme constructive în funcție de dispunerea gulerelor N. NU, NJ și NUP, pe două rînduri NN și NNU și patru rînduri 4 NNU

Rulmenți cu ace cu următoarele tipodimensiuni

— rulmenți radiali cu ace cu și fără inel interior NA și RNA

— bucșe cu ace, RHNA

— colivii cu ace pe un rînd, K și două rînduri KK

Rulmenți radiali oscilanți cu role butoi pe două rînduri construcție de bază, conici la interior K și conici cu bucșă de strîngere K+H

Rulmenți radial-axiali cu role conice pe un rînd seriile 320, 302, 303, 322, 323, și 313, pe două rînduri 350 și patru rînduri 360

Rulmenți axiali cu bile și cu role

— rulmenți axiali cu bile cu simplu efect, seria 511, 512, 513 și 514

— rulmenți axiali cu bile cu dublu efect, seria 522, 523 și 524

— rulmenți axiali cu role cilindrice, seria 811, 812 și 813

— rulmenți axiali cu role conice, seria 951

— colivii axiale cu ace, tip ANK

Rulmenți axiali radiali cu bile și cu role

— rulmenți axial-radiali cu bile pe un rînd tip RY și cu două rînduri seria 2344 și 2347

— rulmenți radial-axiali cu role conice în cruce tip XD

Rulmenți axial-oscilanți seriile 292, 293 și 294

Rulmenții speciali sînt formați din următoarele grupe:

— rulmenți radiali cu bile pe un rînd cu inelul interior lat tip UC, UD, US și UE

— rulmenți pentru cilindri interiori ai mașinilor de filat tip UWL

— rulmenți pentru mașini textile tip RT

— rulmenți pentru cilindri de presiune ai masinilor textile tip LP 101, LP 132, LP 701, LP 302, LP 314, LP 315 și LP 317

— rulmenți pentru pompa de apă tip P 163

Rulmenți pentru transmisii cardanice

Rulmenți de sprijin și rotire

— rulmenți de sprijin și rotire cu bile pe un rînd, tip VU.10

— rulmenți de sprijin și rotire cu bile pe un rînd și dantură la exterior, tip VE 10

— rulmenți de sprijin și rotire cu bile pe un rînd și dantură la interior, tip VI 10

— rulmenți de sprijin și rotire cu bile pe două rînduri, tip VU 20

— rulmenți de sprijin și rotire cu bile pe două rînduri și dantură la exterior, tip VE 20

— rulmenți de sprijin și rotire cu bile pe două rînduri și dantură la interior, tip VI 20

— rulmenți de sprijin și rotire cu role în cruce, tip XU 30

— rulmenți de sprijin și rotire cu role în cruce și dantură la exterior, tip XE 30

— rulmenți de sprijin și rotire cu role în cruce și dantură la interior, tip XI 30

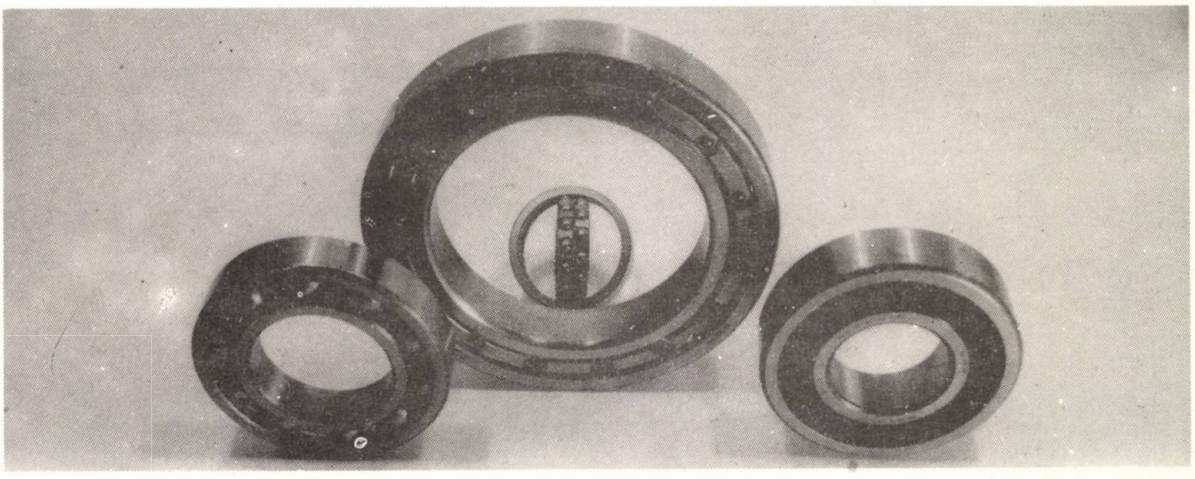
— rulmenți de sprijin și rotire cu role cilindrice pe trei rînduri și dantură la exterior, tip YE 30

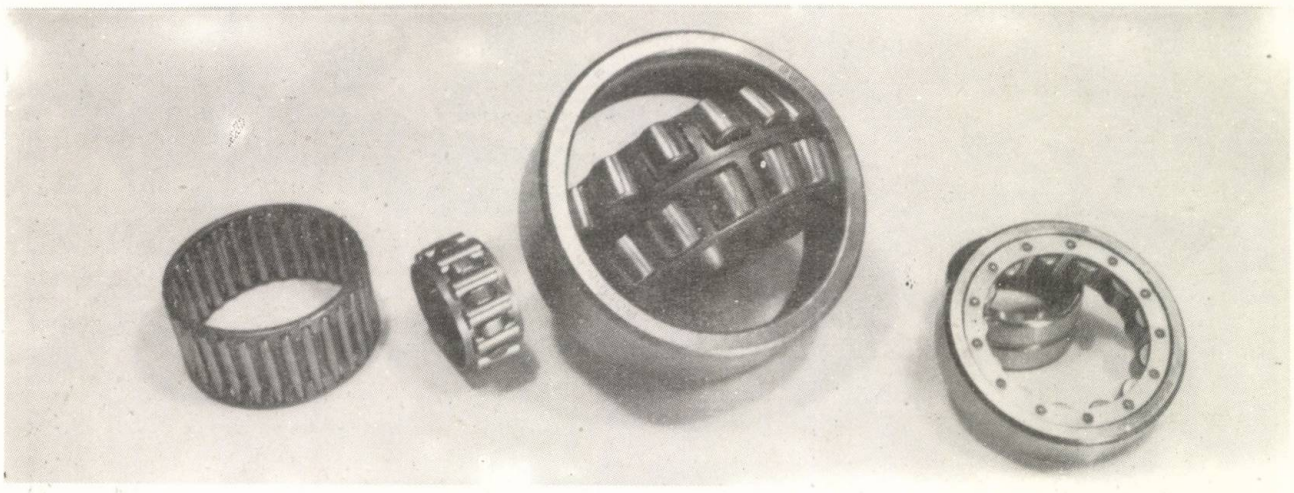
— rulmenți de sprijin și rotire cu role cilindrice pe trei rînduri și dantură la interior, tip YI 30

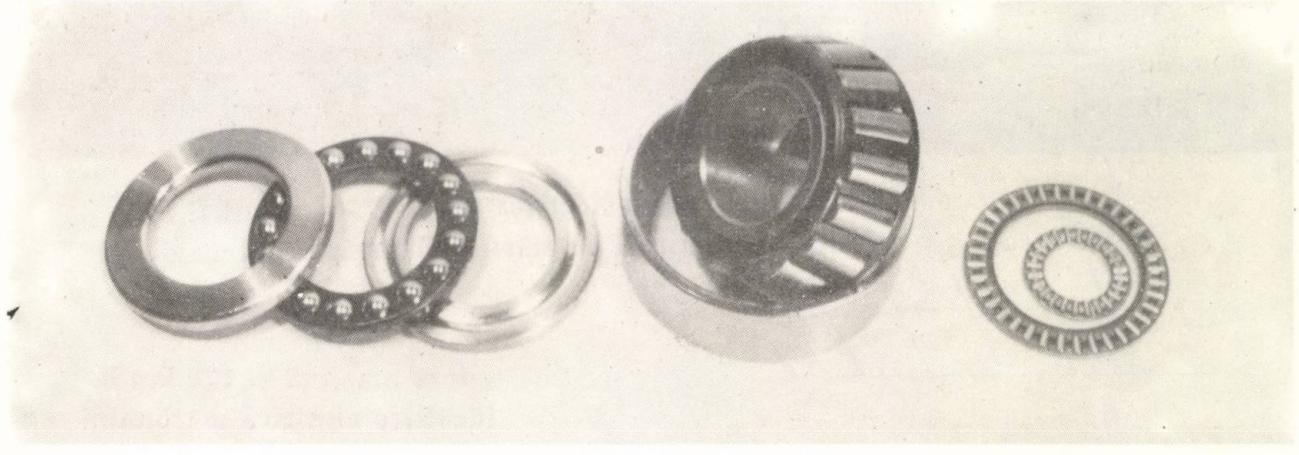
Dimensiunile și caracteristicile tehnico-funcționale ale rulmenților se regăsesc în catalogul de rulmenți URB nr. 7185, ediția 1987

În funcție de dimensiuni și caracteristici tehnico-funcționale sînt folosiți în toate domeniile și în primul rînd în construcția de mașini pentru utilaje metalurgice, siderurgice, extracția cărbunelui și a petrolului, nave, mașini unelte, locomotive și material rulant, autovehicule, tractoare, mașini de ridicat și transportat, motoare electrice etc.

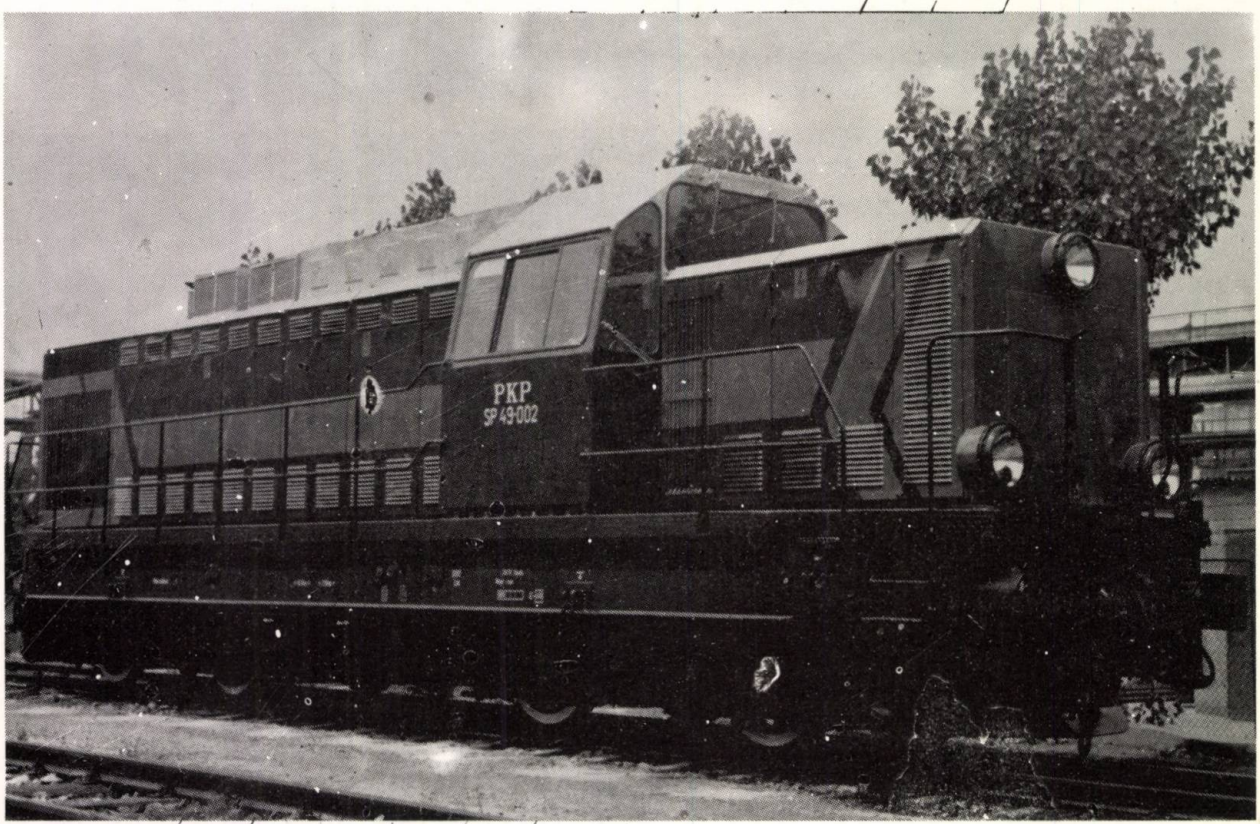
CIROA







CENTRALA INDUSTRIALĂ DE VAGOANE ȘI MATERIAL RULANT — IAȘI (C I V M R)



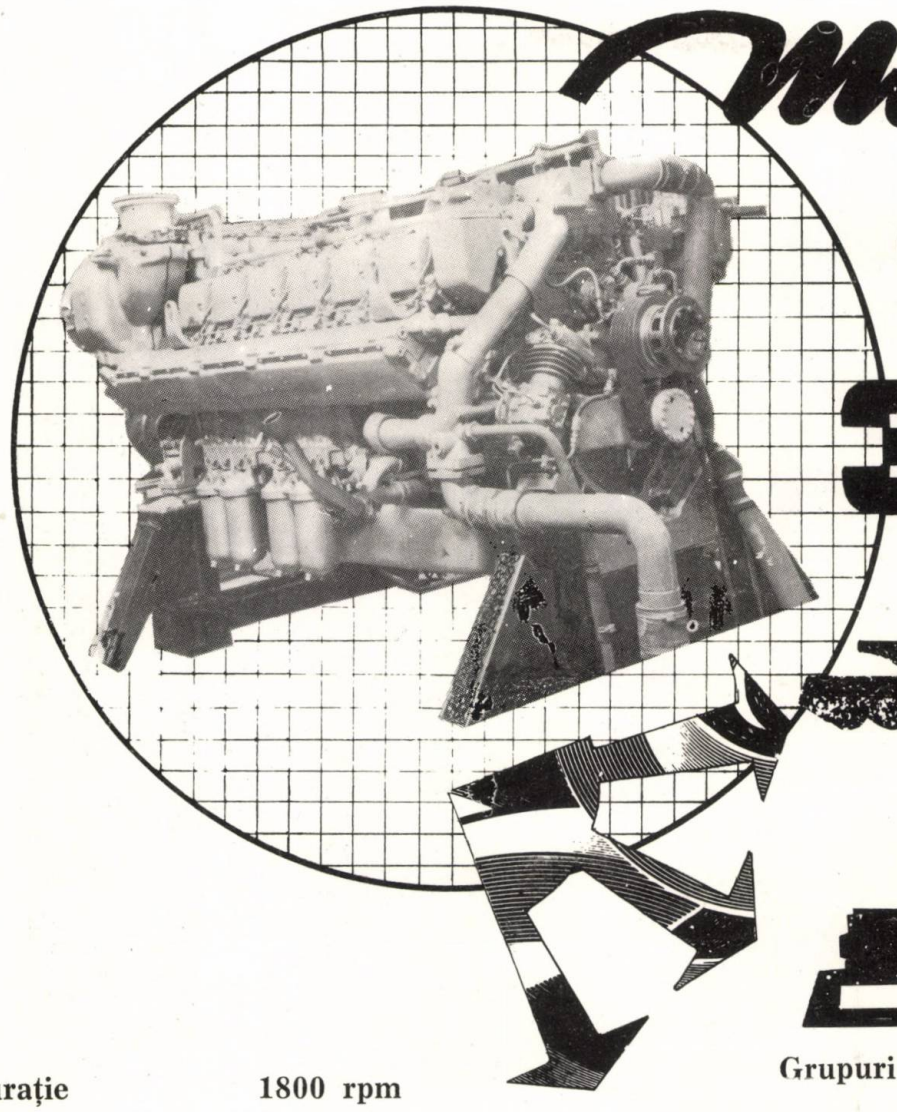
Locomotivă diesel-electrică 1300 CP — export R.P.P.
déstinátă tracțiunii de marfă, călători pe linii magistrale

viteza maximă = 120 km/h.
încălzire electrică a trenului

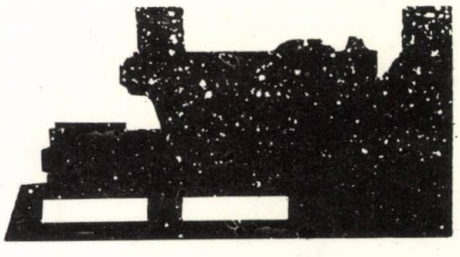
Asigură documentația de execuție, cataloagele pieselor de schimb și instrucțiuni de exploatare, întreținere și reparații.

ÎNTREPRINDEREA „23 AUGUST“ BUCUREȘTI

Motoare 12V 396

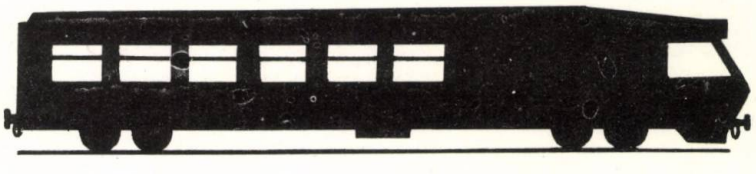


Tracțiune navală



Grupuri electrogene și de forță

Turație	1800 rpm
Putere	1200 CP
Consum specific	160 gr/CPh

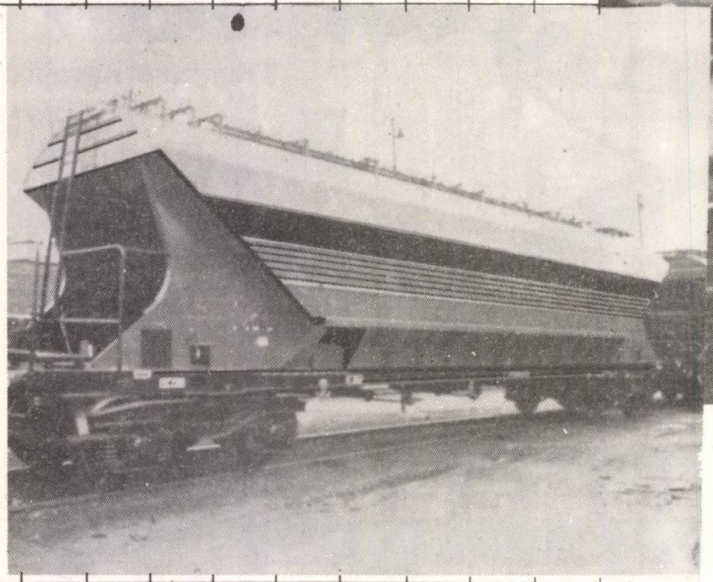


Tracțiune feroviară

Asigură documentația de execuție, cataloagele pieselor de schimb și instrucțiunile de exploatare, întreținere și reparații.
În înțelegere cu beneficiarul, specialiști de înaltă calificare ai ICSITCMR asigură școlarizarea personalului de exploatare.

ÎNTREPRINDEREA DE VAGOANE ARAD

62

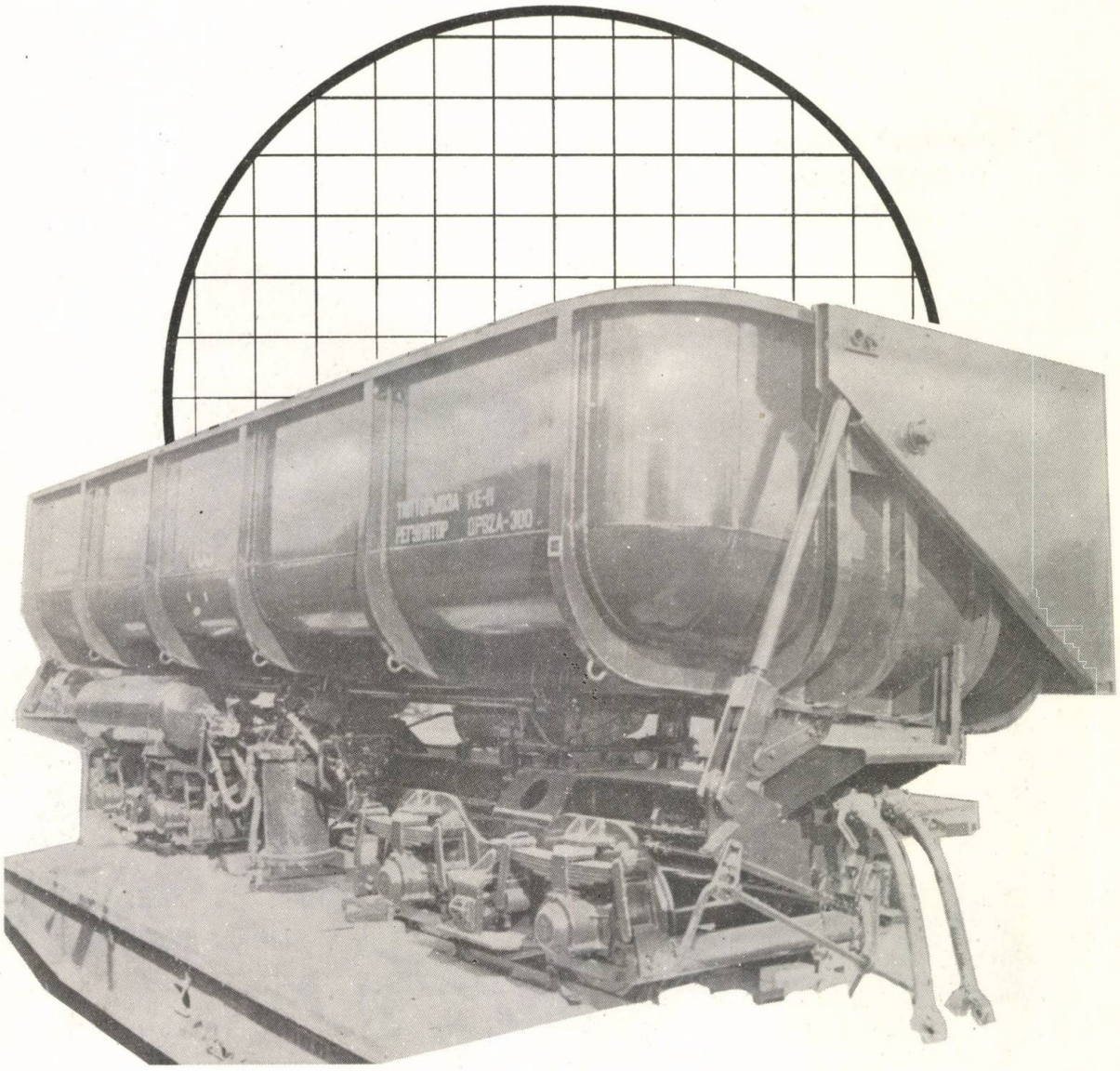


Vagon pe 4 osii pentru transport cereale

Capacitate	62 tone
Viteză max. de circulaţie gol	120 km/h
Viteză max. de circulaţie încărcat	100 km/h

Filiala Arad asigură documentaţia de execuţie şi instrucţiunile de exploatare, întreţinere şi reparaţii.

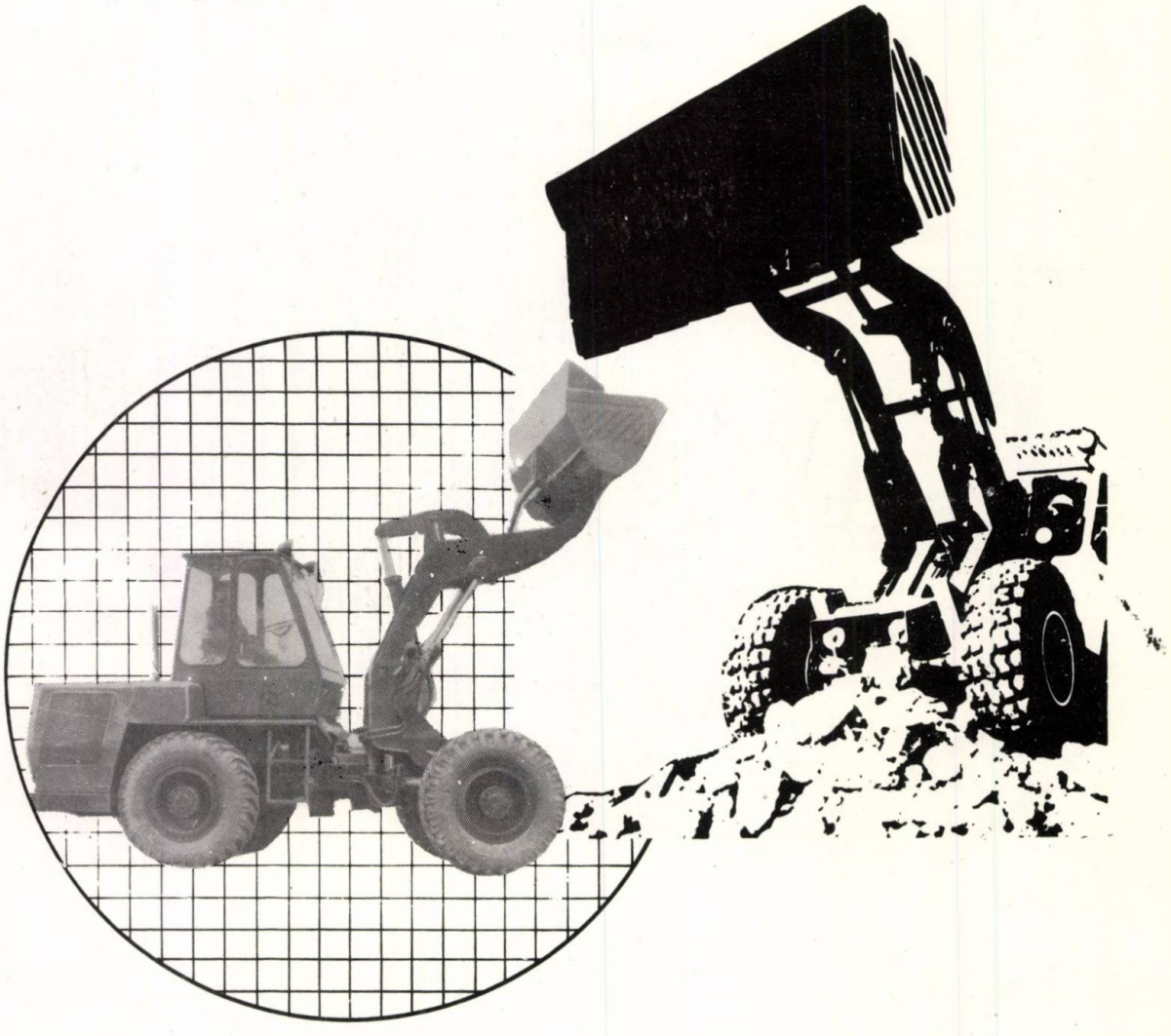
ÎNTREPRINDEREA DE VAGOANE ARAD



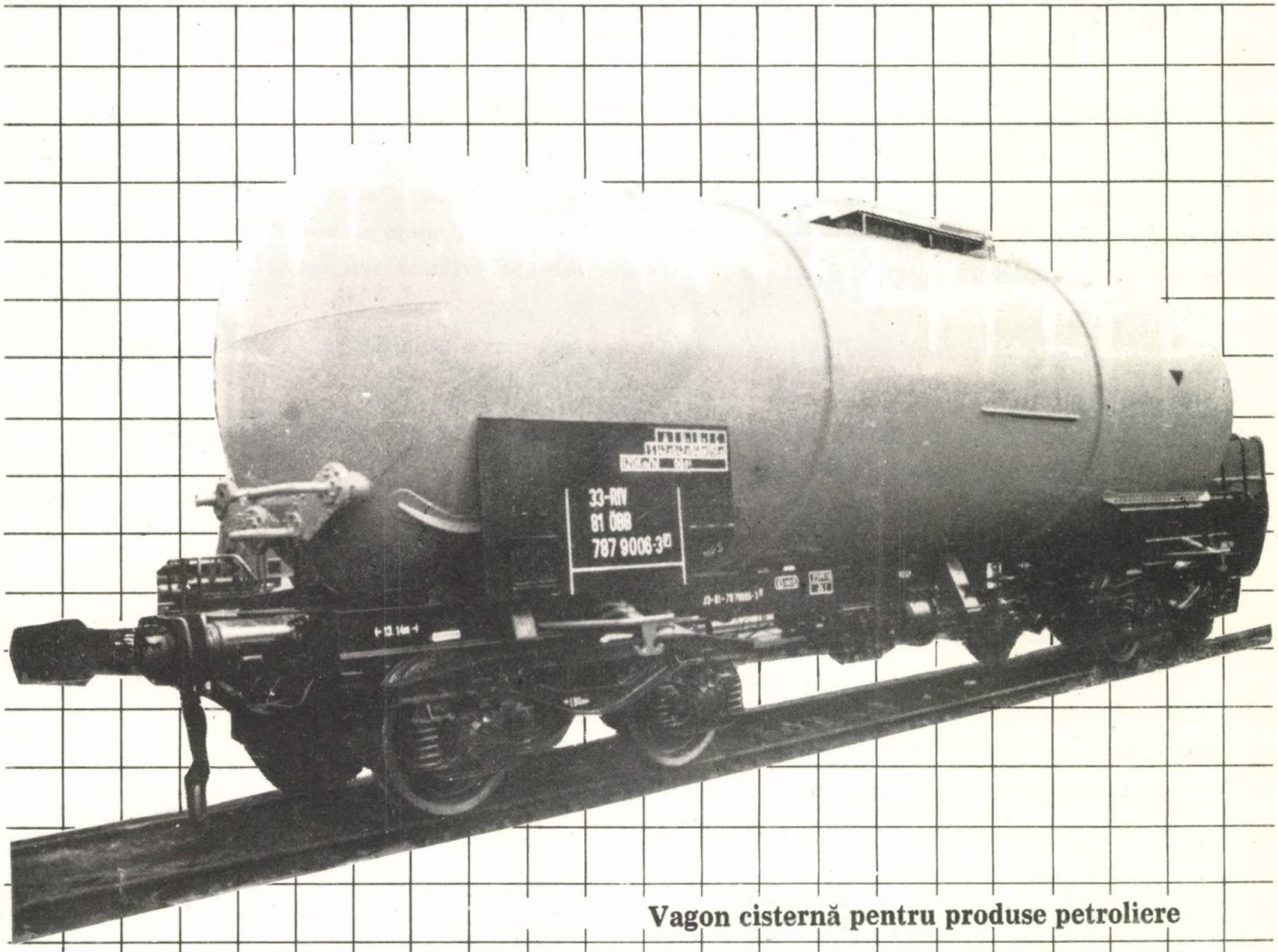
Vagon pentru transportat minereu 25 m.c.
cale îngustă — export U.R.S.S.

ÎNTREPRINDEREA MECANICĂ „NICOLINA“ IAȘI

Încărcător frontal
cu braț articulat
1,6 m.c.



ÎNTREPRINDEREA DE VAGOANE - -DROBETA-TURNU-SEVERIN



Vagon cisternă pentru produse petroliere

Capacitate	**93 mc**
Viteza max. de circulaţie gol	**120 km/h**
Viteza max. de circulaţie încărcat	**100 km/h**

CENTRALA INDUSTRIALĂ DE UTILAJ METALURGIC ȘI PRESE — IAȘI (C I U M P)

COMBINATUL DE UTILAJ GREU IAȘI

BULEVARDUL ILIE PINTILIE Nr. 10 ; CASUȚA POȘTALĂ 2003 ;
TELEFON 981/3 06 20 ; TELEX 22322 ; COD 6600.

DOTAT CU MAȘINI ȘI UTILAJE MODERNE ȘI DE ÎNALTĂ TEHNICITATE

produce și livrează :

1. — PIESE FORJATE

cu masa cuprinsă între 5 și 120 tone/buc. din oțel carbon sau aliat ce au caracteristici mecanice garantate după încercări sau control ultrasonic. Aceste piese se pot obține în stare eboșată sau prelucrate mecanic final, cu tratamente termice primare sau secundare, printre care :

- **bare, axe, arbori cu diametre de la 160 la 2 000 mm și lungimi de la 9 pînă la 25 m ;**
- **flanșe ;**
- **discuri pline și găurite cu diametre de la 400 mm pînă la 2 000 mm și grosimi de la 100 mm pînă la 1 600 mm ;**
- **blocuri pentru matrițe ;**
- **inele forjate pe dorn ;**
- **piese cave forjate pe dorn.**

2. — PIESE TURNATE DIN FONTĂ

unicate sau de serie cu masa cuprinsă de la 4 tone/buc. pînă la 120 tone/buc., prelucrate mecanic, eboș sau final, cu tratamente termice primare, după tehnologia și cu modelele noastre sau după tehnologia și cu modelele beneficiarului :

- **utilaje de turnare ca : lingotiere de orice tip, poduri de turnare, maselotiere etc. ;**
- **batiuri pentru mașini-unelte grele ;**
- **cilindri din adamit etc. ;**
- **cilindri turnați din fontă cu crustă dură.**

3. — PIESE TURNATE DIN OȚEL

unicate sau de serie, de orice marcă, cu masa cuprinsă între 0,5 tone/buc. și 100 tone/buc. :

- **brut turnate sau prelucrate eboș ori final, tratate termic primar, după tehnologia și modelele noastre sau după tehnologia și modelele beneficiarului ;**
- **utilaje de turnare de orice formă sau dimensiuni ;**
- **diverse piese de schimb pentru utilajele enumerate ;**
- **lingouri din oțel obișnuite și din oțeluri speciale din toată gama.**

4. — UTILAJ METALURGIC

cu masa de pînă la 250 tone/buc. :

- **oale de turnare, oale de zgură pentru siderurgie ;**
- **vagoneți de turnare și transport, utilaje de turnare ;**

— utilaje grele pentru laminoare și oțelării : caje de laminor, bare de cuplare, cilindri, utilaje auxiliare etc. ;

— convertizoare și părți convertizoare ;

— părți de furnale : conducte inelare, de aer cald etc. ;

— utilaj pentru cocsochimie.

5. — UTILAJE PENTRU INDUSTRIA MATERIALELOR DE CONSTRUCȚIE ȘI REFRACTARE

— mori de ciment ;

— fabrici de ciment ;

— concasoare ;

— mori pentru măcinarea minereurilor ;

— elevatoare, grateuze etc.

6. — UTILAJE PENTRU DEFORMAREA PLASTICĂ A METALELOR

— ciocane de forjare liberă din gama 1 250 — 5 000 kgf ;

— ciocane matrițoare de forjare de 25 000 daNm ;

— ciocane matrițoare de forjare de 40 000 daNm.

7. — POMPE CENTRIFUGALE DE MARE CAPACITATE

— pompe pentru irigații de tip MV, MVU sau AVR ;

— pompe pentru centrale nucleare.

8. — UTILAJE PENTRU INDUSTRIA PETROLIERĂ

— habe petroliere de orice capacitate ;

— pompe de noroi de tipul 2 PN—400 ;

— elevatori, broaște etc.

9. — SCULE AȘCHIETOARE DE DIVERSE FORME ȘI DIMENSIUNI

10. — PIESE DE SCHIMB PENTRU MAȘINI-UNELTE GRELE ȘI FOARTE GRELE

11. — SCULE ȘI DISPOZITIVE DE MARE PRODUCTIVITATE PENTRU MAȘINI DE ÎNALTĂ PERFORMANȚĂ

12. — INSTALAȚII DE AUTOMATIZARE ȘI ACȚIONARE

(după proiectul nostru sau al beneficiarului) :

— instalații și echipamente de automatizare ;

— acționări electrice, hidro-pneumatice pentru utilaje industriale de toate tipurile ;

— instalații de automatizare și de ardere pentru cuptoare de încălzire și de tratament termic ;

— arzătoare de impuls pentru combustibil gaz metan și echipamente de comandă ale acestora ;

— echipament de autmatizare pentru instalația de transport pneumatic al nisipului.

13. — UTILAJ REFRACTAR

— incineratoare ;

— cuptoare și uscătoare rotative ;

— schimbătoare de căldură.

14. — UTILAJ ENERGETIC

— vane fluture ;

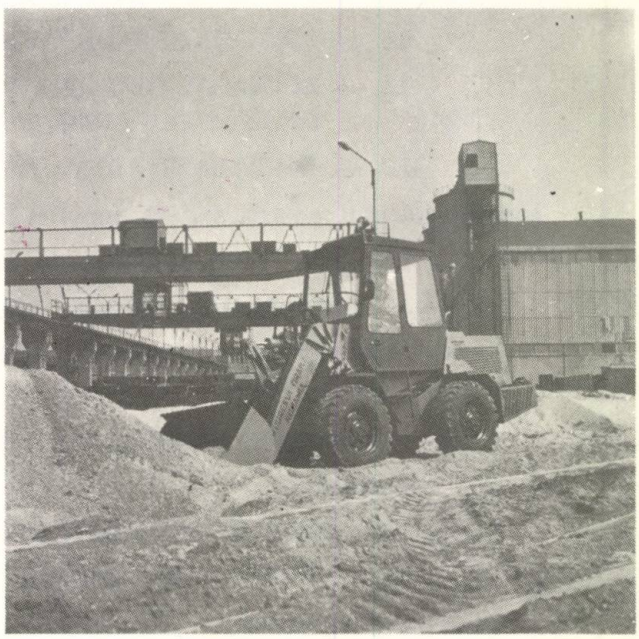
— turbine KOTR 13,5 MW.

PROMEX

HEAVY MACHINES

PROMEX

- Excavatoare hidraulice cu putere instalată de 30—530 kW în variantele = șasiu cabină, șasiu pe șenile.
  Draglină hidromecanică de 132 kW DHM 180.
  Echipamente de lucru pentru excavatoare hidraulice.
- Mașini pentru excavarea pământului MMT 45 de 30 kW.
- Mașini de forjare și presare, prese mecanice de debavurare (4 MN), cu ciocane de matrițare cu dublă acțiune (3150—6300 kg).
- Mașini și utilaje pentru industria de prelucrare a metalelor, oale de turnare metal, mixere.
- Utilaje pentru laminoare de tablă și tuburi, mecanisme de manipulare, mașini de tăiere, mașini de brichetare, reductoare speciale.
- Utilaje pentru industria materialelor de construcție și refractare, reductoare (600, 1000, 1600 kW), conveioare pentru industria cimentului, buncăre pentru linii de ciment, instalații de desprăfuire, uscătoare rotative și camere de ardere, omogenizatoare, prese vacuum, mașini de tăiere a blocurilor din beton celular autoclavizat, poduri rulante, sisteme cu servocomandă hidraulică, cilindri hidraulici de 10—32 MPa, ciocane hidraulice 400—600 kg., echipamente hidraulice navale, grupuri de pompare, blocuri de control pentru platforme marine de foraj.



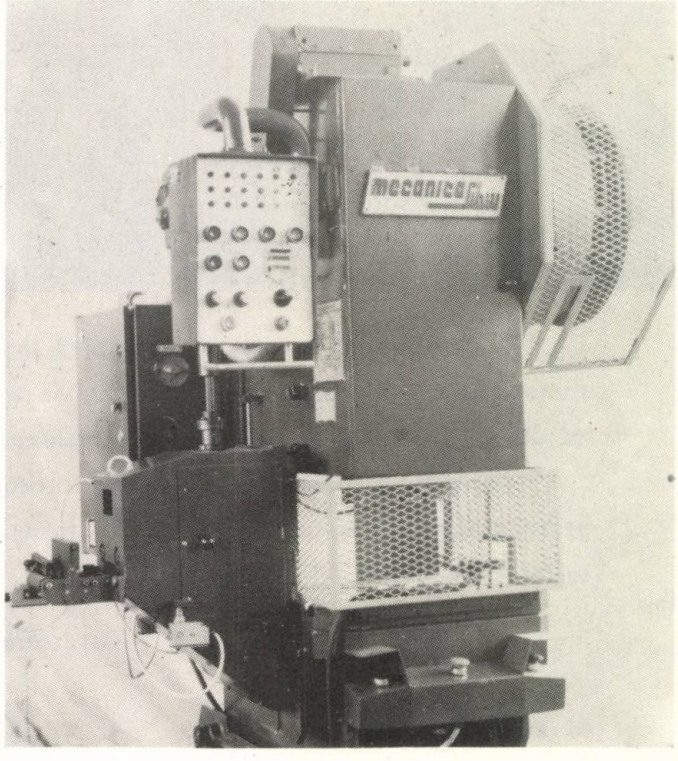
PROMEX®

I.U.G. PROGRESUL
str. Industriei nr17, Braila 6100,
Romania- tel.40600 telex 55203

INTREPRINDEREA MECANICĂ SIBIU

produce şi livrează un bogat sortiment de utilaje de înaltă tehnicitate :

— prese mecanice
— piese pentru decupaj fin
— prese de îndoit tablă
— foarfeci de debitat tablă
— utilaje pentru mase plastice
— utilaje specializate de presare-forjare



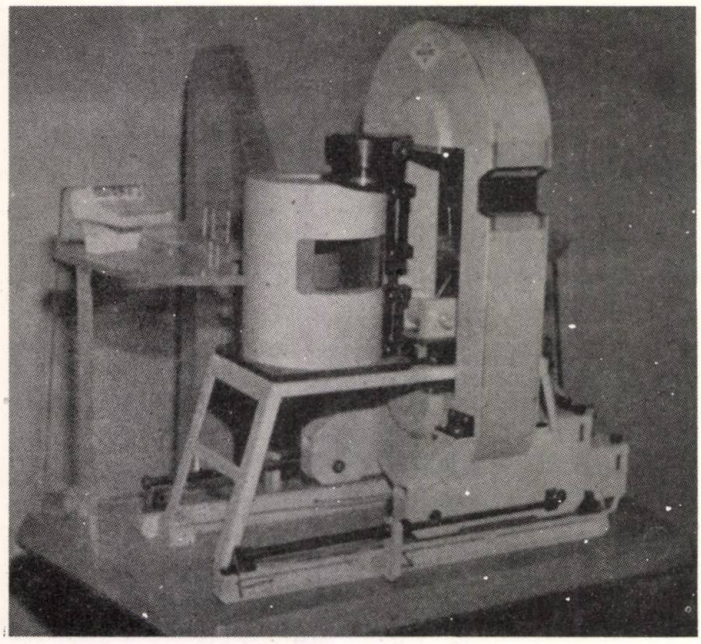
PRESE MECANICE CU BATIU DESCHIS ÎNCLINABIL, TIP PMCI

Sînt destinate a executa în limite admisibile diverse lucrări de ştanţare, îndoire, ambutisare, strîngere prin presare, nituire, imprimare, funcţionînd în regim normal şi lent

Sînt destinate, în mod normal, să funcţioneze în spaţii închise, cu temperatura mediului ambiant cuprinsă între + 5° C şi + 35° C, umiditate relativă a mediului ambiant maximum 80 % la temperatura de 20° C, sau maximum 50 % la temperatura de 35° C, în mediu lipsit de acizi, săruri şi la altitudinea de maximum 1000 m.

Caracteristici tehnice :

		PMCI 6	PMCI 10	PMCI 16
— Forţa maximă de presare	KN	63	100	160
— Cadenţa presei	$min.^{-1}$	236	212	190
— Reglaj cursă	mm	5,6—56	6,3—63	7,1—71
— Diametrul alezajului din berbec pentru fixarea sculei	mm	25 H 7	25 H 7	25 H 7
— Dimensiunile suprafeţei mesei (lungime x lăţime)	mm	120 x 160	180 x 180	170 x 200
— Lucrul mecanic util	Nm	56	112	224
— Putere motor x turaţie	Kw x rot./min.	0,75 x 1 500	1,1 x 1 500	1,5 x 1 500



INSTALAȚIE DE PRESARE IZOSTATICĂ LA RECE, TIP IZR

— Instalația de presare izostatică la rece este destinată execuției prin presare la presiune înaltă, egală în toate direcțiile și la temperatura ambiantă a diverse piese din materiale cu duritate ridicată sau de forme complexe.

— Pentru realizarea tuturor mișcărilor necesare, instalația de presare izostatică este prevăzută cu instalație hidraulică iar pentru comanda și controlul tuturor acționărilor, cu o instalație electrică adecvată.

Caracteristici tehnice :

		1/2,8—10	2/3,2—10	3/4,5—10
— Presiunea nominală	bar	900	2000	3000
— Presiunea maximă de lucru	bar	1000	2100	3200
— Presiune încercare	bar	1300	2500	3750
— Forța nominală de solicitare a cadrului	MN	5,5	16,1	48
— Forța maximă de solicitare a cadrului	MN	6,16	16,9	51
— Forța maximă de încercare a cadrului	MN	8,00	20,1	60

PRESA MULTIPOZIȚIONALĂ ORIZONTALĂ DE 1000 KN, TIP PMPO 100 L

Presa multipoziționlă orizontală de 1000 KN, tip PMPO 100 L este destinată executării prin operații de deformare plastică a pieselor cilindrice de diferite forme, al căror raport între lungime și diametru este supraunitar.

Presa este prevăzută cu :

— aruncătoare pentru extragerea semifabricatelor din sculele de deformare plastică

— sisteme de siguranță care opresc automat funcționarea presei cînd apar suprasarcini sau deranjamente în funcționare

— convertizori pentru reglarea continuă a cadenței presei

— instalație de ungere centralizată și de răcire a sculelor de deformare plastică

Caracteristici tehnice

- Forța totală a presei = 1000 KN
- Număr curse duble/minut = 50—130 min-1
- Numărul posturilor de lucru = 4 + 1
- Cursa berbecului = 150 mm
- Cursa max. a aruncătoarelor matriță = 105 mm
- Cursa max. a aruncătoarelor berbec = 30 mm
- Lungimea de debitare = 10—125 mm
- Distanța între posturile de lucru = 130 mm
- Diametrul maxim al semifabricatului = ∅ 14 mm
- Alezajele de fixare a sculei = ∅ 100 mm
- Înălțimea de la sol la axa firului = 820 mm
- Lungimea = 4000 mm
- Lățimea = 2500 mm
- Înălțimea = 1750 mm
- Puterea instalată = 31 MW
- Masa presei (fără accesorii) = 12 500 kg

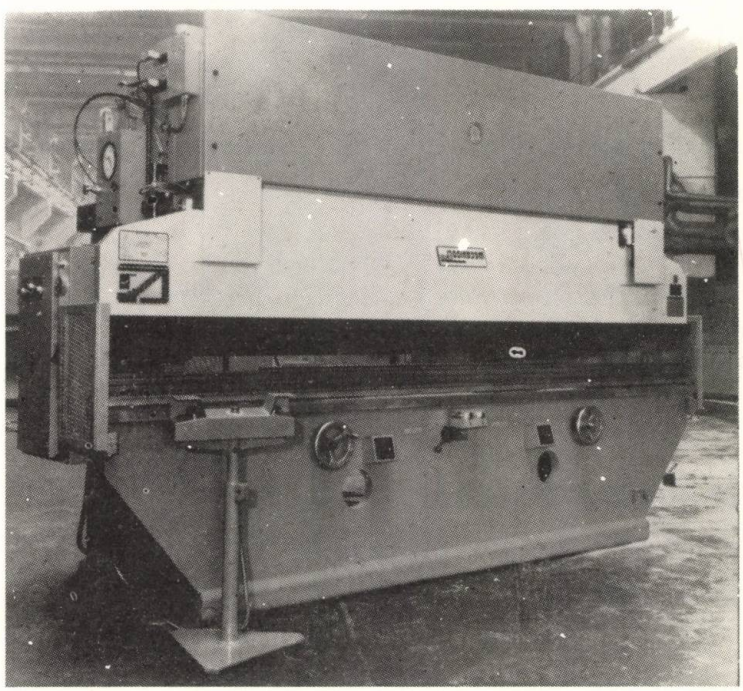
PRESE DE ÎNDOIT TABLĂ TIP PT ȘI PIT

— Presele de îndoit tablă sînt utilaje cu multiple întrebuințări în domeniul deformării tablelor, la fabricarea celor mai diverse profile, pentru construcții metalice, construcții navale, material rulant, autovehicule.

— Se caracterizează prin precizia de coborîre paralelă a traversei mobile, asigurînd astfel constanta unghiului de îndoire pe toată lungimea.

Caracteristici tehnice :

		PT 63	PIT 100
— Forța nominală	KN	630	1000
— Lungimea între montanți	mm	2050	3150
— Lungimea utilă a mesei	mm	250	250
— Distanța de la linia de îndoire la batiu	mm	160	160
— Domeniul de reglaj al traversei mobile	mm	10—160	10—160
— Înălțimea mesei	mm	870	870
— Presiunea nominală din instalația hidraulică	bari	250	250



FOARFECA MECANICĂ PENTRU PROFILE TIP FP 25

Foarfeca combinată pentru profile tip FP este destinată debitării profilelor laminate de tip L, U, I, T și altele, precum și a tablelor cu grosimea maximă 25 mm. De asemenea servește la efectuarea unor perforări în table precum la rontăirea (grinotarea) tablelor pe arce de cerc sau linii drepte

FOARFECA PENTRU TABLĂ		
— Grosimea maximă a tablei	mm	25
— Dimensiunile maxime ale benzii ce se pot realiza la o cursă (grosime x lățime)	mm	25 x 60
— Cursa de lucru	mm	65
— Cadența	$min.^{-1}$	52
FOARFECA PENTRU BARE ȘI PROFILE		
— Diametrul maxim al barei	mm	65
— Latura maximă a barei pătrate	mm	56
— Cadența	$min.^{-1}$	52
FOARFECA PENTRU DECUPĂRI LATERALE		
— Decuparea maximă la o cursă (adîncime x lățime x grosime)	mm	110 x 63 x 16
POANSONEOZĂ		
— Grosimea maximă de perforare	mm	25
— Diametrul maxim de perforare	mm	40
— Putere instalată	KVA	13,2

FOARFECA MECANICĂ PENTRU PROFILE TIP FP 16

Este destinată operațiilor de retezare, debitare, rontăire (grinotare) decupări marginale (laterale) și perforări la table și profile.

FOARFECA PENTRU TABLĂ		
— Grosimea maximă a tablei	mm	16
— Dimensiunile maxime ale benzii ce se pot reteza la o cursă (grosime x lățime)	mm	16 x 40
— Cursa de lucru	mm	40
— Cadența	$min.^{-1}$	63
FOARFECA DE BARE ȘI PROFILE		
— Diametrul maxim al barei	mm	48
— Latura maximă a barei pătrate	mm	40
— Cadența	$min.^{-1}$	63

FOARFECA PENTRU DECUPĂRI LATERALE

— Decupare maximă la o cursă (adîncime x lățime x grosime)	mm	90 x 50 x 12

POANSONEOZĂ

— Grosimea maximă a tablei	mm	16
— Diametrul maxim de perforare	mm	36
— Puterea instalată	KVA	6,6

FOARFECA HIDRAULICĂ PENTRU TABLĂ TIP ROMI 6×3000

Foarfeca hidraulică pentru tablă tip ROMI 6 x 3000 cu acționare electrohidraulică este destinată pentru tăierea (debitarea) la rece a tablelor groase din oțel sau neferoase, la dimensiunile necesare prelucrării în atelierele din industria constructoare de mașini, construcții navale, construcții de vagoane, autovehicule etc.

Debitarea acestor tipuri de table se face printr-o tăietură rectilinie și curbată.

Foarfeca hidraulică pentru tablă tip ROMI 6 x 3000 este o foarfecă ghilotină cu acționare electrohidraulică la care cuțitul superior montat pe traversa mobilă este înclinat față de cuțitul inferior montat pe batiul mașinii. Traiectoria de deplasare a cuțitului superior, care constituie de fapt traiectoria mișcării de tăiere, este rectilinie.

Sistemul electrohidraulic de acționare este astfel conceput încît permite și reglarea unghiului între cele 2 cuțite.

CARACTERISTICI TEHNICE:

— Grosimea maximă a tablei ce se poate debita	mm	6
— Lungimea nominală de tăiere	mm	3000
— Lungimea cuțitului inferior	mm	3150
— Unghiul între cuțite	grade	0,5—3
— Cursa maximă a cuțitului superior	mm	180
— Presiunea maximă de lucru	bari	170

INTREPRINDEREA DE MAȘINI UNELTE PENTRU PRESARE ȘI FORJARE

Str. Macului, Nr. 3, Tg.-Jiu, tel. 17771, telex 45258

MIRFO

Vă oferă o gamă variată de mașini-unelte cu marca MIRFO:

— ciocane de forjă cu autocompresor cu greutatea părții căzătoare cuprinsă între 80—1000 kg. ;

— foarfeci ghilotină pentru debitat tablă cu grosimi de 16 mm., pe lungimea de 3150 mm ;

— prese hidraulice cu batiu închis sau deschis cu forțe cuprinse între 1000 KN și 10.000 KN ;

— prese hidraulice pentru îndoit tablă de 250, 1600 și 2500 KN ;

— prese hidraulice pentru presat pulberi, prese hidraulice pentru materiale termorigide de 1000 și 1600 KN, prese hidraulice cu batiu închis pentru materiale duroplaste, de 20.000 KN ;

— mașini de injecție pentru materiale termoplaste, termorigide și termoelaste cu volum maxim injectat cuprins între 735 și 6000 cmc și forța de închidere între 400 și 2200 tf ;

— mașini-unelte specializate pentru industria navală, aeronautică, prese mecanice multipoziționale ;

— prese mecanice cu batiu închis sau deschis cu dublu sau triplu efect și forțe cuprinse între 1000 și 1600 KN ;

— mașini-unelte executate la comandă specială ;

— linii automatizate cumplexe avînd în componența de bază prese destinate deformării la rece ;

— prese pentru extrudat metale la rece de 25.000 KN ;

— extrudere pentru cauciuc ;

— componente hidraulice specifice : blocuri, cilindri, distribuitoare, supape de presiune, ventile, drosele.

Exportator : MAȘINIEXPORTIMPORT, Bd. Muncii, Nr. 32, București, România
POB 113, Telex 11216, Telefon 13.70.80.

CENTRALA INDUSTRIALĂ DE UTILAJ MINIER ȘI MAȘINI DE RIDICAT TIMIȘOARA (C I U M M R) –

INTREPRINDEREA DE UTILAJ MINIER „UNIO" SATU MARE

Ocupînd un loc important în industria constructoare de mașini din România, Întreprinderea de Utilaj Minier „UNIO" Satu Mare fabrică o gamă largă de produse cu utilizări multiple în multe ramuri ale economiei naționale: industria minieră, industria chimică, industria materialelor de construcții etc.

Acumultînd o experiență de 78 de ani, UNIO este principalul furnizor de utilaje miniere din țară.

La UNIO se realizează în prezent o gamă variată de mașini și utilaje miniere cum ar fi mașini și trolii de extracție, locomotive de mină, transportoare cu raclete, mașini de încărcat și încărcătoare miniere, transportoare de mare capacitate, transportoare miniere cu bandă, instalații de transport pe monorai, separatoare electromagnetice, mori cu bile, macarale pneumatice, mașini de torcretat galerii și altele.

Totodată se menționează că electropalanele, transportoarele cu bandă, transportoarele suspendate executate la UNIO sînt prezente în unitățile din industria energetică, metalurgică, construcțiilor, lemnului, agricultură etc.

Întreprinderea de Utilaj Minier „UNIO" Satu Mare
SATU MARE, str. Uzinei nr. 35
Telefon 997/33456

UZINELE MECANICE TIMIȘOARA

UTILAJ MINIER ȘI MAȘINI DE LUCRU ÎN DEPOZIT

Excavator cu rotor port cupe ERC 1400

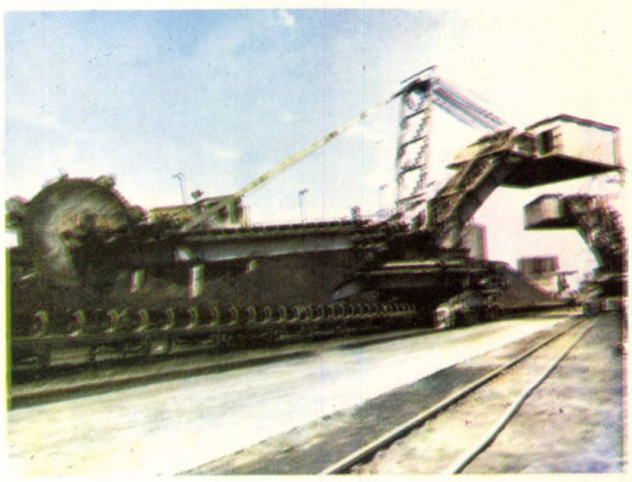
PRODUC:

- Excavator cu rotor port cupe
- Mașini de lucru în depozit de cărbune
- Susținere mecanizate de abataj
- Combina de înaintare în subteran
- Poduri rulante de uz general
- Poduri rulante speciale
- Macarale portal
- Automacarale pe pneuri și șenile
- Motostivuitoare

Excavator cu rotor port cupe ESRC 130

Excavator cu rotor port cupe ERC 470

Combină de înaintare în subteran CI 2



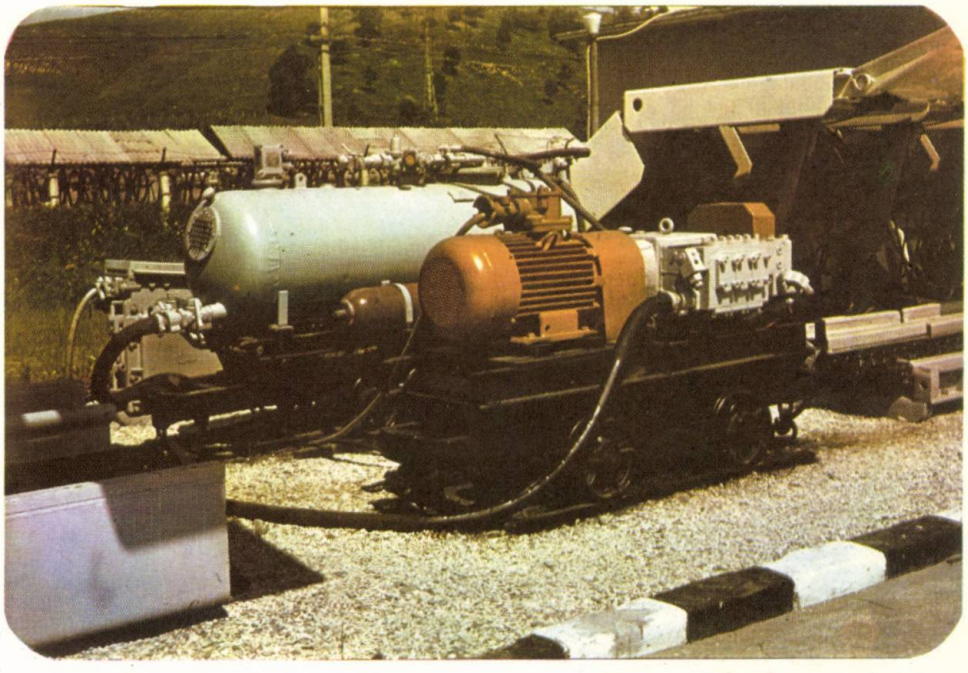
Mașina de lucru în depozit

ÎNTREPRINDEREA DE UTILAJ MINIER

Filipeștii de Pădure Jud. Prahova
Telefon : 971/2 38 90 Telex : 196 35

AGREGAT HIDRAULIC DE ÎNALTĂ PRESIUNE AH 78/350

AGREGATUL HIDRAULIC ESTE DESTINAT VEHICULĂRII LA PARAMETRI NECESARI A FLUIDULUI DE LUCRU ÎN CADRUL INSTALAȚIILOR HIDRAULICE DE ÎNALTĂ PRESIUNE



CARACTERISTICI TEHNICE :

— Puterea motorului	45/63 Kw
— Tipul motorului	ASAM 225/ASAMA 250
— Tensiunea	660, 380 V/50 Hz
— Tipul pompei	triplex cu simplu efect
— Debit	78 l/min.
— Presiunea de lucru	30 300/350 bar
— Fluidul de lucru	apa + 5% ulei emulsionabil

— Prepararea emulsiei se face automat în funcție de nivelul lichidului din rezervor

Exportator :

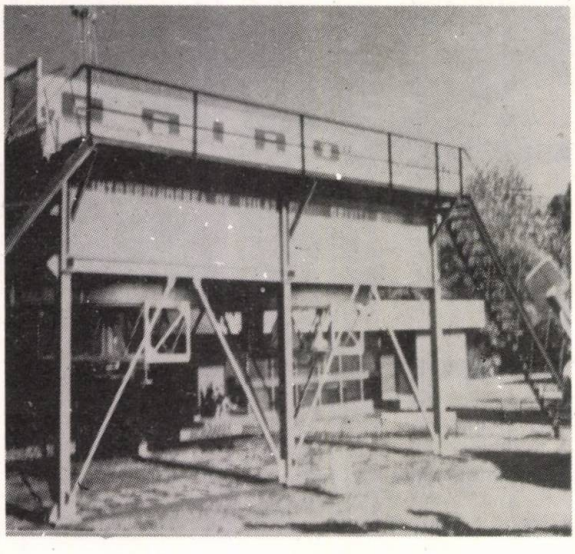
BUCHAREST
INDUSTRIALEXPORTIMPORT
ROMANIA

INDUSTRIALEXPORTIMPORT
B-dul Dacia nr. 13
BUCUREȘTI
— ROMANIA —
Telefon : 11.07.30 Telex : 100 52

CENTRALA INDUSTRIALĂ DE UTILAJ CHIMIC ȘI ALIMENTAR — București (C I U C A)

ÎNTREPRINDEREA DE UTILAJ CHIMIC „GRIVIȚA ROȘIE“ BUCUREȘTI

RĂCITOARE CU AER MARCA „GRIRO“



Tip constructiv special din categoria aparatelor pentru transfer de căldură, răcitoarele cu aer au multiple avantaje tehniço-economice care le recomandă pentru utilizarea în locul răcitoarelor cu apă — în majoritatea cazurilor — și anume : investiții și spații de amplasare mult mai restrînse, cheltuieli de întreținere și exploatare mult mai mici, utilizarea mult mai rațională a energiei electrice (pentru acționarea ventilatoarelor cu aer), evitarea poluării accidentale a mediului ambiant, fiabilitatea mult mai ridicată etc.

Țevile cu aripioare — componente principale ale răcitoarelor cu aer — se realizează cu o mașină specială — brevet GRIRO — recunoscută pentru înalta calitate a execuției.

Caracteristici tehnice principale ale răcitoarelor cu aer :

— Gama de debite calorice de transfer : 180—7000 Kcal/h.

— Suprafața totală extinsă a unei secții tubulare (în funcție de dimensiunile fasciculului de țevi) : 500—6000 m^2.

— Temperatura de calcul :

  — țevi cu aripioare din Al : 350 °C ;

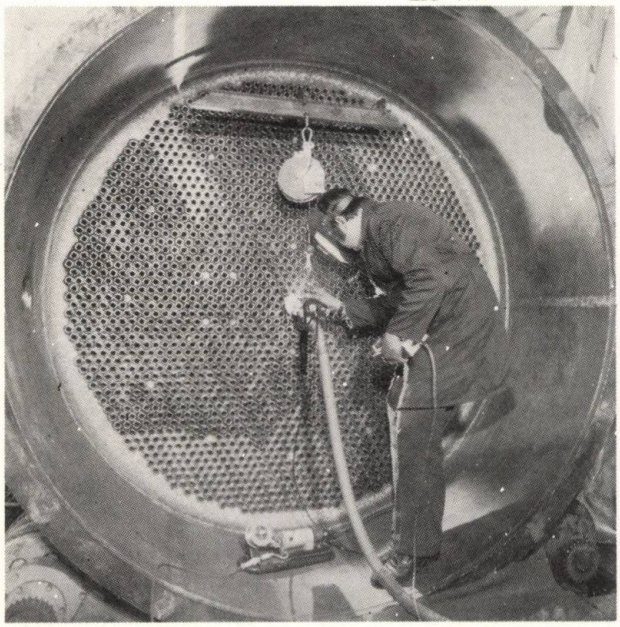
  — țevi cu aripioare din oțel : 500 °C.

— Presiunea de calcul (în funcție de temperatură) : 60—150 bar.

În conformitate cu specificația tehnică a produsului cerut de beneficiar, I.U.C. Griviția Roșie execută răcitoare cu aer după norme de fabricație stabilite : API-661, NTR 6490—79, OST 26—02—1309—75.

ÎNTREPRINDEREA DE UTILAJ CHIMIC PLOIEȘTI

Str. Depoului nr. 16, telex 019215, telefon (971) 4 36 51



I.U.C. PLOIEȘTI PRODUCE : STRIPER E 201

1. Descriere generală :

Utilajul este un schimbător de căldură de presiune înaltă și construcție specială, cu fascicul tubular cu compensator de dilatație cu țevi netede, cu două compartimente :

— spațiul tubular cu 1 trecere pentru curgerea fluidului ;

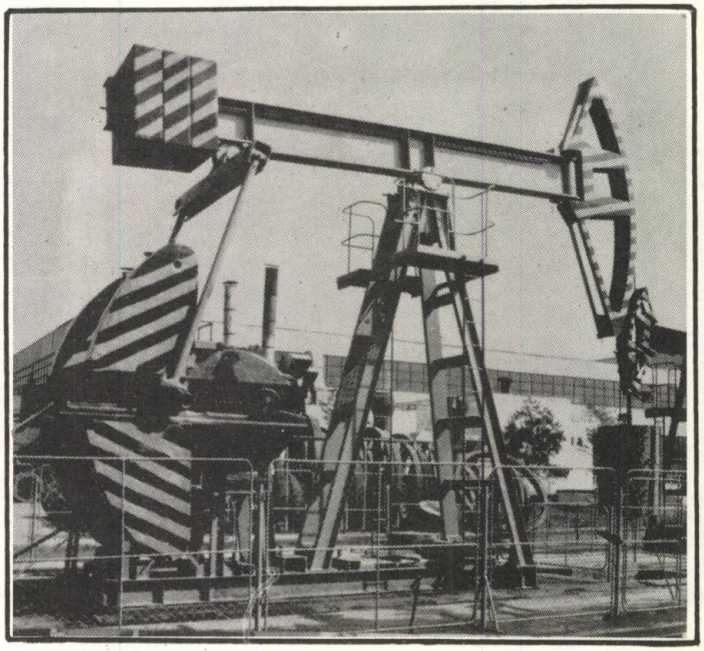
— spațiul intertubular care asigură curgerea încrucișată a fluidului în plan vertical prin intervalele formate de șicanele transversale inelare și disc.

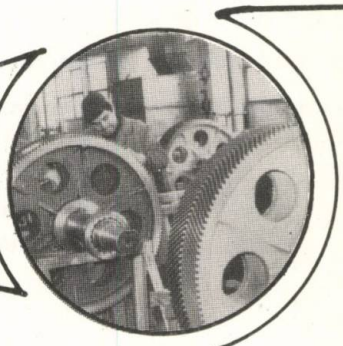
2. Caracteristici tehnice :

	spațiu tubular	spațiu intertubular
— capacitate m^3	17,85	13,25
— aria de transf. termic m^2	1283	
— pres. max. admis. de lucru bar	156	29
— temp. max. admis. de lucru °K	498	498
— materiale folosite : K 5 ; 20 Mn 5 ; XzCrNiMo 25 (Wl 4435.2 ; 33 MoCr 11 ASi)		
— masa netă	128.000 kg	

ÎNTREPRINDEREA DE UTILAJ CHIMIC ȘI FORJĂ
RM. VÎLCEA

U.P.
3:5:7:9
12:15T





IUCFOR

CARACTERISTICI TEHNICE ȘI PERFORMANȚE ALE UTILAJELOR DE POMPARE DE 3 ; 5 ; 7 ; 9 ; 12 și 15 t ● cursa max. la tija polizată : 1200 ; 1500 ; 2000 ; 4000 ; 3000 ; 4000 mm ● M max. al reductorului : 1000 ; 2000 ; 3500 ; 7500 ; 10 000 daN.m ● greutate : 4072 ; 8276 ; 9902 ; 19090 ; 19113 ; 25360 kg. ● deservire ușoară ● nu necesită formarea unor deprinderi noi.

BUZĂU — ROMANIA
Str. Șantierului 39
Tel. 974/3 64 34
Telex 562 36

ÎNTREPRINDEREA DE UTILAJ TEHNOLOGIC

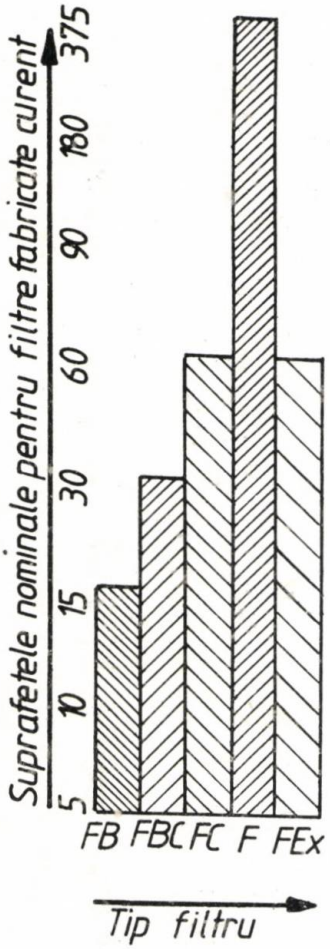
răspunde la întrebarea :

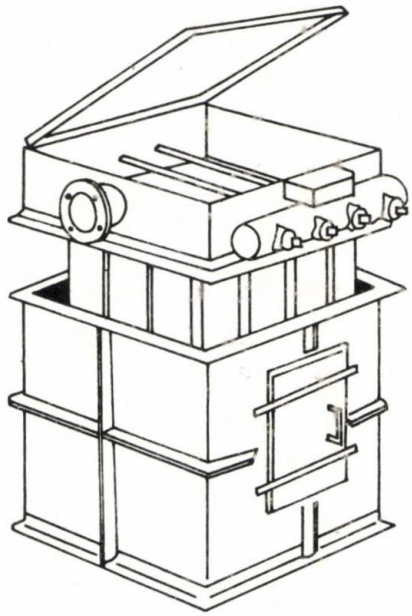
Praful — un Produs sau o Problemă ?

producînd o gamă diversă de

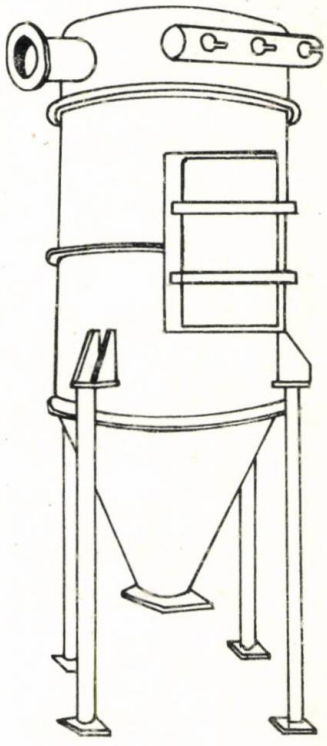
FILTRE CU SACI

cu suprafețele nominale de la 5 m² pînă la 3000 m², cu secțiuni circulare, patrate, dreptunghiulare pentru destinații și medii normale sau speciale, pentru industriile : chimică și petrochimică, cimentului și materialelor de construcții, alimentară, laboratoare de cercetări

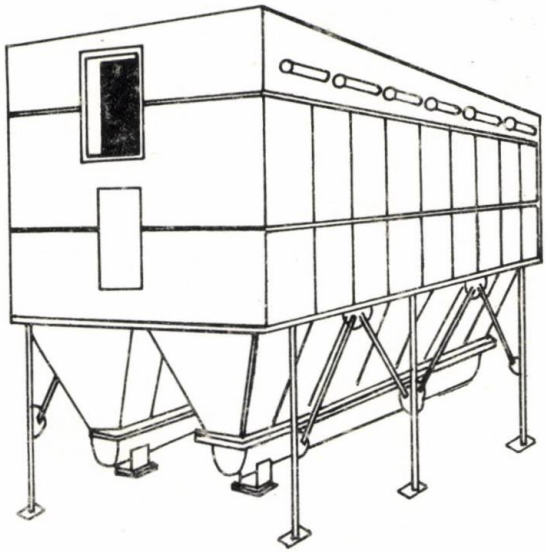




Filtru tip FB



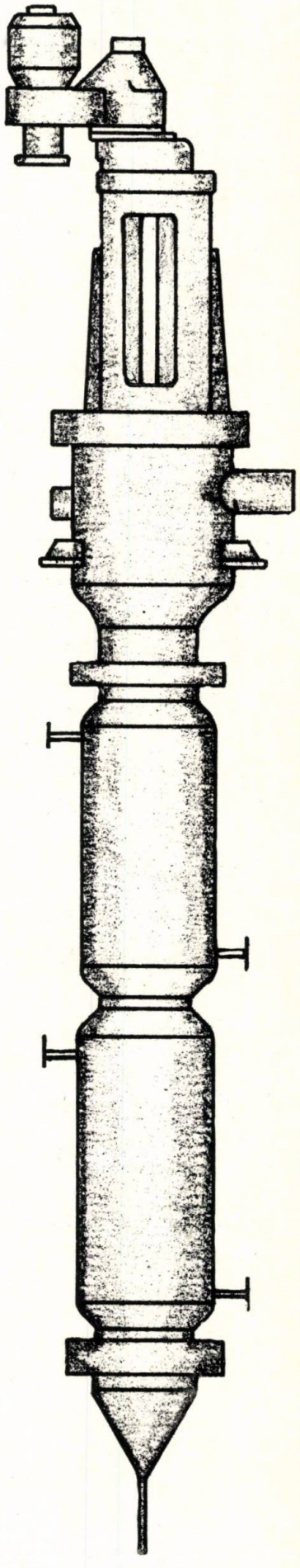
Filtru tip FC



Filtru tip F

INTREPRINDEREA MECANICĂ DE UTILAJ CHIMIC BUCUREȘTI

B-dul Metalurgiei Nr. 78 Sector 4



I.M.U.C. produce :

Evaporatoare peliculare

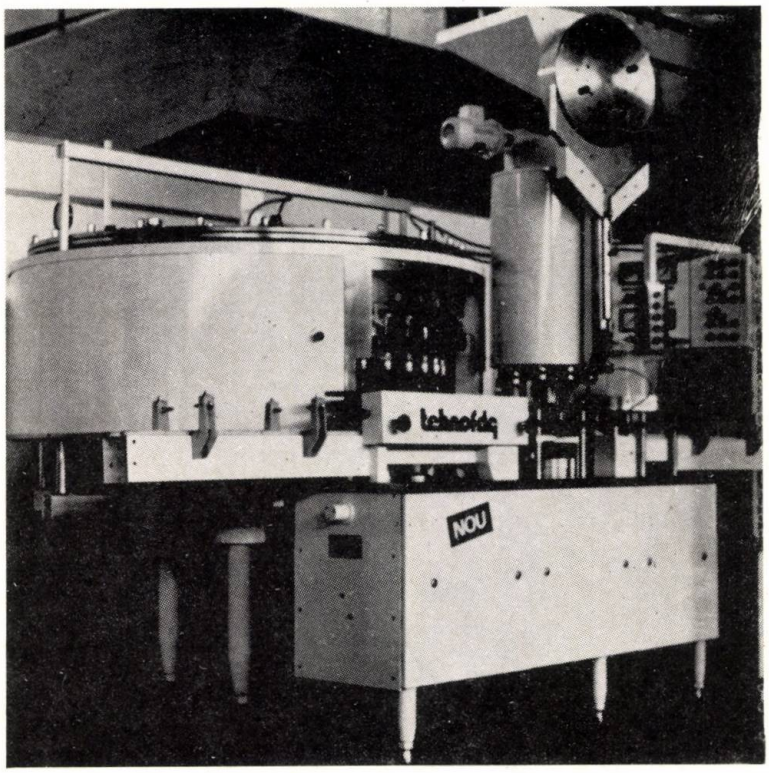
produse de vîrf ale utilajului tehnologic, se fabrică în I.M.U.C. în următoarea gamă :

Diametre nominale în gama	**350—1200 mm**
Suprafață transfer	**1,0—25,0 m²**
Temperaturi de funcționare	**15—200°C**
Presiuni de funcționare	**vacuum 20—700 torr**
Lungime film continuu	**1600—11000 mm**
Turație rotor, în reglaj continuu	**100—2000 ture/min.**
Tip rotor	**stea, cilindric cu pale, poligonal**
Putere acționare	**1,5—22 kW**
Medii	**Lichide normal vîscoase ca : polimeri, copolimeri, preparate enzimatice, azotat de amoniu, solvenți organici**

Aceste utilaje produc separarea în film continuu descendent totală sau pînă la o concentrație limită admisă, cu antrenare mecanică a produselor ușor volatile, din lichidele newtoniene în intervale scurte 10—15 secunde și la temperaturi reduse 20—55 °C evitînd degradarea posibilă a produselor lichide vîscoase prelucrate.

tehnofriq ROMANIA – CLUJ-NAPOCA

3400 — CLUJ-NAPOCA
str. Fabrica de chibrituri 5—11
telefon 3 24 88 — telex 3 12 22



oferă echipament şi instalaţii complexe de înaltă calitate şi eficienţă

pentru :

INDUSTRIA ALIMENTARĂ ŞI CHIMICĂ

- **schimbătoare de căldură cu plăci şi instalaţii de pasteurizat**
- **separatoare centrifugale, centrifugi**
- **maşini de dozat, ambalat**
- **linii de îmbuteliat lichide alimentare**
- **filtre şi instalaţii de filtrare**
- **instalaţii complexe pentru industria alimentară**
- **pompe centrifugale, dozatoare şi cu şurub**

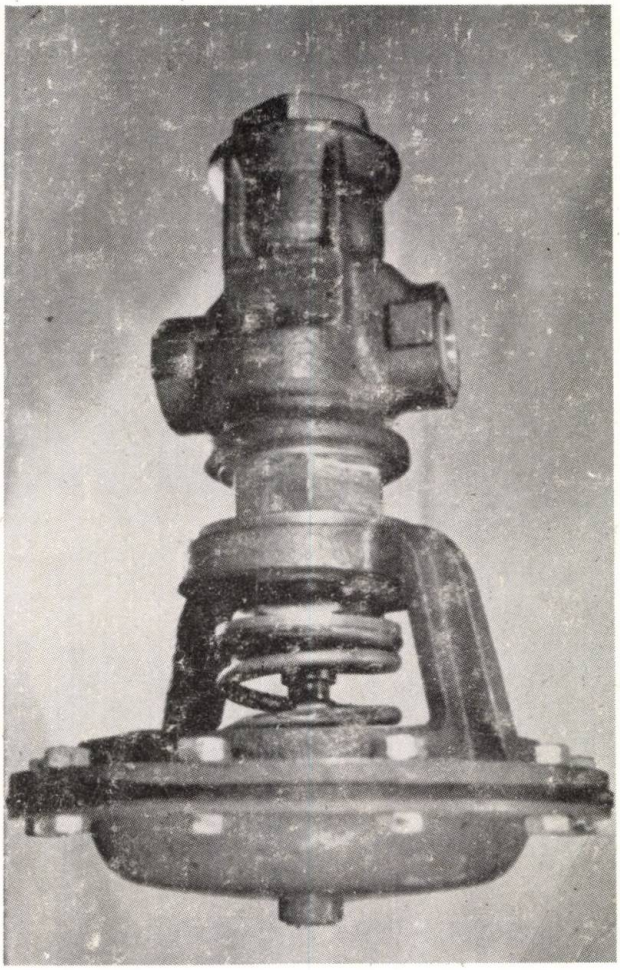
INDUSTRIA FRIGULUI

- **compresoare frigorifice cu piston**
- **agregate frigorifice**
- **grupuri de răcire**
- **motocompresoare**
- **instalaţii de condiţionat aer pentru centre de calcul, poduri rulante siderurgice, mine şi nave**
- **instalaţii frigorifice navale**
- **pompe de căldură**
- **instalaţii complexe pentru industria frigului**

Instalaţie pentru umplut şi capsulat lichide alimentare tip P 60

INTREPRINDEREA ARMĂTURA CLUJ-NAPOCA

str. Gării nr. 19



ÎNTREPRINDEREA ARMĂTURA PRODUCE :

ROBINETE CU 3/2 CAI, CU VENTIL, ACȚIONATE PNEUMATIC

Dn 1/2" ; 3/4" ; 1" ; 1.1/4" ; 1.1/2" ; 2".

Caracteristici tehnice :

— **Fluid de lucru :**	apă rece, caldă sau supraîncălzită, abur de joasă sau înaltă presiune
— **Presiune nominală :**	35 bar pt. Dn 1/2 ; 3/4 ; 1 ; 1.1/4 28 bar pt. Dn 1.1/2 ; 2
— **Temperatură maximă :**	232 °C
— **Fluid de comandă :**	aer curat
— **Presiune fluid de comandă :**	max. 3 bar min. 2,1 bar
— **Temperatură fluid de comandă :**	max. 35 °C min. 5 °C

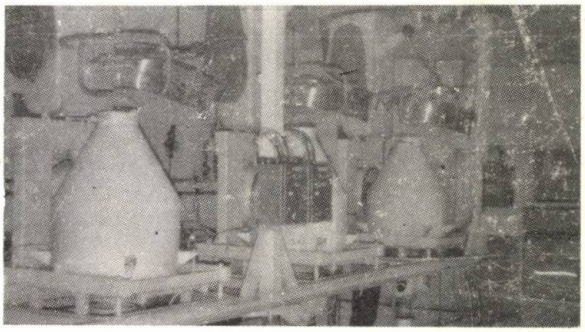
INTREPRINDEREA DE UTILAJ ALIMENTAR - SLATINA

Experiența acumulată timp de mai bine de 20 ani de Întreprinderea de Utilaj Alimentar Slatina în producerea și livrarea instalațiilor pentru prelucrarea produselor agroindustriale se regăsește în asimilarea liniilor pentru producerea pîinii de tip european și a Specialităților de panificație cu capacitatea de 3 t/8 h ; 10 t/24 h ; 20 t/24 h.

LINIE MODUL DE FABRICAT PÎINE ȘI SPECIALITĂȚI DE PANIFICAȚIE

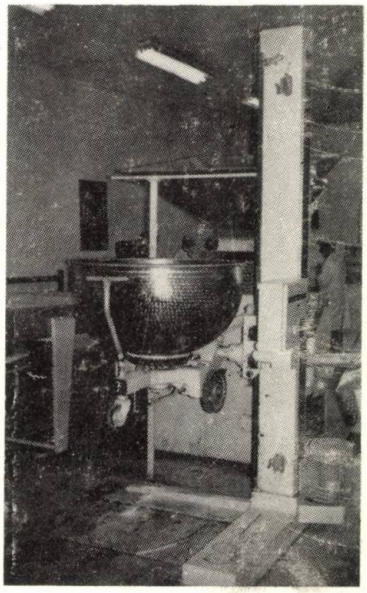
Linia servește la obținerea pîinii europene de 0,500 kg/buc. format lung și a specialităților de panificație — cornuri, japoneze, chifle, batoane.

Tehnologic, linia se împarte în 2 părți : una care se ocupă de materiile prime și auxiliare și o parte care execută pregătirea, prepararea și coacerea pîinii.



Utilajele pentru pregătirea materiilor prime și auxiliare execută operațiile de transport, cîntărire, cernere pentru făină, pregătirea suspensiei de drojdie, a soluției de saramură și a apei tehnologice.

Utilajele pentru prepararea și fabricarea pîinii execută operațiile de preparare a aluatului, fermentarea aluatului, divizarea, modelarea bucăților divizate, fermentarea bucăților de aluat și coacerea produselor.



Modul de lucru este combinat. Pregătirea și prepararea aluatului se face discontinuu în șarje, prelucrarea aluatului în pîine se face continuu.

Caracteristici tehnico-funcționale :

Capacitate disponibilă : 3 t/8 h ; 10 t/24 h ; 20 t/24 h

— Materii prime :

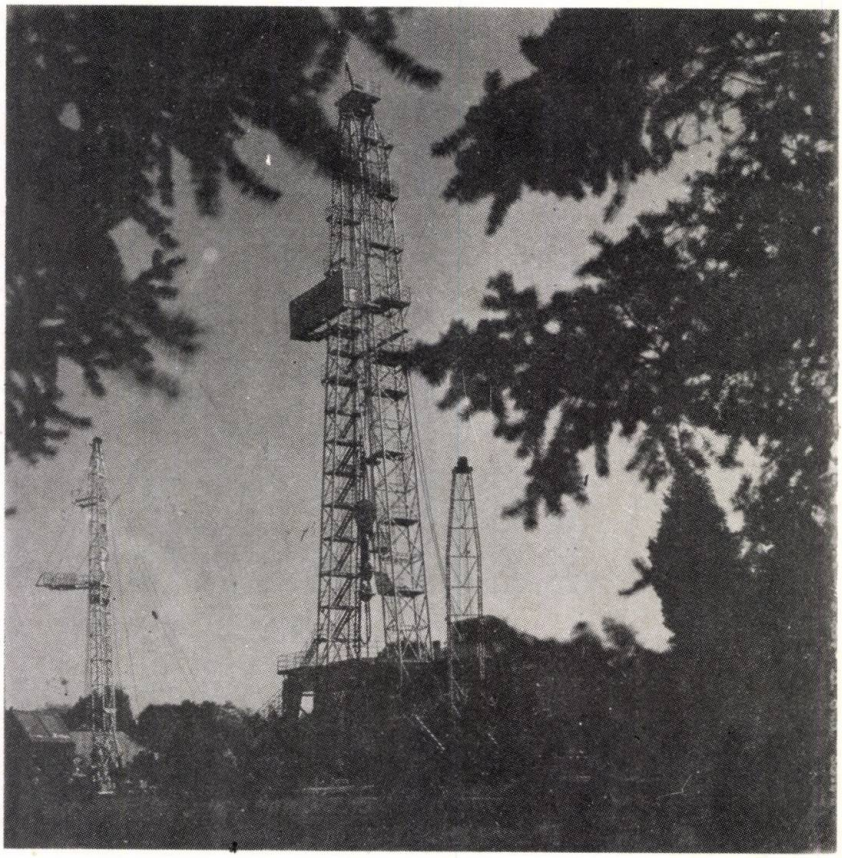
- — făină albă grîu
- — drojdie
- — sare
- — apă

Produs rezultat	pîine albă format lung 0,500 kg/buc.
Personal de deservire	5, 7 oameni
Dimensiuni gabarit	42000 × 7000 × 4500 mm

Liniile oferite sînt linii modul ; prin combinații se pot obține linii de fabricație cu capacitate de 20 ; 30 ; 50 ; 100 t/24 h.

Liniile de produs pîine se livrează la export prin I.C.E. Industrialexportimport București România.

CENTRALA INDUSTRIALĂ DE UTILAJ PETROLIER PLOIEŞTI (CIUP)



CENTRALA INDUSTRIALĂ DE UTILAJ PETROLIER

Întreprinderile Centralei Industriale de Utilaj Petrolier sînt principalele furnizoare din economia R. S. România de instalaţii şi echipamente pentru forajul sondelor de ţiţei şi gaze pînă la 10 000 m adîncime, foraje geologice, de prospectare, miniere şi de apă, armături industriale din fontă şi oţel destinate industriilor : energetică, nucleară, chimică etc. precum şi reductoare de turaţie.

Ele dispun de capacităţile necesare acoperirii în totalitate a cererilor industriei republicane şi satisfacerii unui însemnat număr de cereri la export.

Institutul de proiectări de specialitate — I.P.C.U.P. — Ploieşti, precum şi specialiştii din atelierele de concepţie ale întreprinderilor pot răspunde celor mai diverse cereri ale beneficiarilor, privind adaptarea echipamentelor livrate la condiţii tehnologice de exploatare speciale, temperaturi extreme ale mediului ambiant, transportul şi montajul utilajelor în zone arctice, deşertice, de junglă sau pe mare, vehicularea de fluide agresive sau la temperaturi înalte.

INTREPRINDEREA „1 MAI" PLOIEȘTI

Produce pentru intern și export :

— instalații de foraj și echipamente pentru săparea sondelor de 6 000 la 10 000 m cu acționare diesel-hidraulică sau electrică în curent continuu ;

— echipamente de foraj pentru platforme de foraj marin, pînă la adîncimi de 8 000 m ;

— instalații de prevenirea erupțiilor cu presiuni de la 140 la 1 050 bari ;

— sape de foraj cu trei conuri între 95,3 și 508 mm (3 3/4—20 in) ;

— agregate de cimentare, fisurare și acidizare pentru presiuni de la 350 la 1 400 bari cu una sau două linii de pompare ;

— instalații pentru forat puțuri de mină cu diametre de 3 600—5 000 mm și 500 m adîncime ;

— echipamente pentru excavatoare cu rotor cu cupe de 3 200—3 800 mc/h și pentru mașini de haldat.

— mașini unelte de prelucrarea metalelor :

- strunguri ∅ 1 000—1 800 mm și lungimi pînă la 12 000 mm ;
- mașini de găurit adînc MGA. 250 ∅ max. 250 și lungime 10 000 mm ;
- mașini de danturat în „V" cu ∅ 2 000 și m = 12 mm ;
- agregate tehnologice și mașini specializate la temă ;
- aparatură hidropneumatică de distribuție și comandă.

INTREPRINDEREA DE ARMĂTURI INDUSTRIALE DIN FONTĂ ȘI OȚEL ZALĂU

Produce pentru intern și export :

— armături de închidere din fontă și oțel pentru presiuni pînă la 64 bari, D. max. : 200 mm ;

— armături de reținere din fontă și oțel pentru presiuni pînă la 64 bari D. max. 200 mm ;

— supape de siguranță pentru presiuni pînă la 40 bari, D. max. 400 mm ;

— armături diverse ;

Armăturile se execută conform STAS, GOST (U.R.S.S.), DIN (R.F.G.), API (S.U.A.), BS (Marea Britanie) în varianta cu acționare manuală sau electrică, hidraulică și pneumatică.

— fitinguri din fontă D. 1/4-1 in.

ÎNTREPRINDEREA METALURGICĂ BACĂU

Produce pentru intern și export :

— robinete din fontă cu sertar pentru presiuni max. 16 bari D. max. 500 mm ;

— robinete din fontă cu ventil pentru presiuni max. 16 bari D. max. 300 mm ;

— robinete cu clapă fluture pentru presiuni max. 16 bari, D. max. 600 mm ;

— robinete de reținere pentru presiuni pînă la 16 bari, D. max. 500 mm ;

— armături speciale ;

— dispozitive și accesorii pentru armături.

INTREPRINDEREA MECANICĂ DE UTILAJ TEHNOLOGIC MORENI

Produce pentru intern și export :

— instalații de tratare termo-chimică ;

— schimbătoare de căldură ;

— cricuri hidraulice ;

— structuri pentru poduri metalice ;

— butelii înmagazinare gaz ;

— utilaje pentru industria chimică și tratarea țițeiului la suprafață.

ÎNTREPRINDEREA MECANICĂ CÎMPINA

Produce pentru necesități interne și externe :

— scule și dispozitive de mecanizare pentru forajul de adîncime și structural ;

— echipamente destinate etanșării la gura sondelor, pentru prevenirea erupțiilor ;

— echipamente destinate cimentării și fisurării hidraulice ;

— echipamente, scule și dispozitive pentru activitatea de extracție țiței ;

— scule și dispozitive de foraj extracție.

INTREPRINDEREA DE UTILAJ PETROLIER TIRGOVIŞTE

Produce pentru intern şi export :

— instalaţii şi echipamente pentru forat sonde de ţiţei şi gaze cu sarcina max. la cîrlig 200 tf. pentru adîncimi de foraj pînă la 4 000 m ;

— instalaţii pentru intervenţie, reparaţii şi punere în producţie a sondelor cu adîncimea max. 6 300 m ;

— racorduri speciale şi de siguranţă pentru prăjini de foraj şi scule cu diametrul pînă la 6.5/8 in ;

— reducţii pentru material tubular ROTARY diametrul max. 6.5/8 in, 600 mm ;

— armături pentru combinate chimice de apă grea şi pentru centrale nucleare-electrice Pn. max. 64 bari, Dn. max. 36 in, T. max. 250°C ;

— produse de mecanică fină, optice, echipamente hidraulice şi pneumatice ;

— robineţi pentru tuburi cu gaze Pn. 250, Dn. 1 1/2 in ;

— reductoare de presiune pentru gaze de la 250 bar la 10 bar.

INTREPRINDEREA PENTRU CONSTRUCŢII DE MAŞINI ŞI UTILAJE GRELE GIURGIU

Produce pentru intern şi export :

— instalaţii şi echipamente de foraj pentru cercetări geologice, seismice, structurale, găuri de puşcare în cariere de mică şi medie adîncime, cu acţionare termică sau electrică ;

— instalaţii de foraj hidrologic pentru adîncimi de la 50 m la 400 m pe camion sau remorcă ;

— pompe de noroi şi grupuri motopompă de mică şi medie putere (10—400 CP) acţionate termic sau electric ;

— agregate de cimentare şi fisurare tip ACF-700 ;

— scule de foraj pentru utilaj petrolier ;

— armături industriale din oţel Dn. 350—600 mm, Pn 25—64 bari acţionate manual sau electric.

INTREPRINDEREA „NEPTUN" CIMPINA

Produce pentru intern şi export :

— reductoare mecanice cu angrenaje cilindrice, conice, conico-cilindrice, cilindro-conico-cilindrice şi melcate cu puteri pînă la 630 kW ;

— motoreductoare cilindrice, cilindro-conice şi melcate de uz general cu puteri pînă la 128 kW ;

— mecanisme de acţionare electrică pentru armături industriale tip REGMO, NOTOR şi VVER ;

— pompe şi electropompe pentru vehicularea fluidelor vîscoase cu 3 şuruburi (SBN) cu 2 şuruburi (2 SB) cu 1 şurub (1 SB) într-o gamă diversă de mărimi ;

— cuplajele hidraulice fixe şi reglabile cu puteri 0,55—3 375 kW ;

— cuplaje hidrodinamice de mare putere 7,2 MW ;

— reductoare speciale.

INTREPRINDEREA DE PIESE TURNATE CÎMPINA

Intreprinderea produce :

— piese turnate din fontă, de serie mare a căror greutate unitară ajunge pînă la 180 kg şi dimensiuni 750 x 600 x 350 mm ;

— piese de serie mică şi unicate turnate din oţel a căror greutate unitară este de max. 5 000 kg, grosime perete între 30—150 mm şi lungime între 300—500 mm ;

— cămăşi pentru pompe de extracţie a petrolului din fontă aliată executate prin turnare centrifugală ;

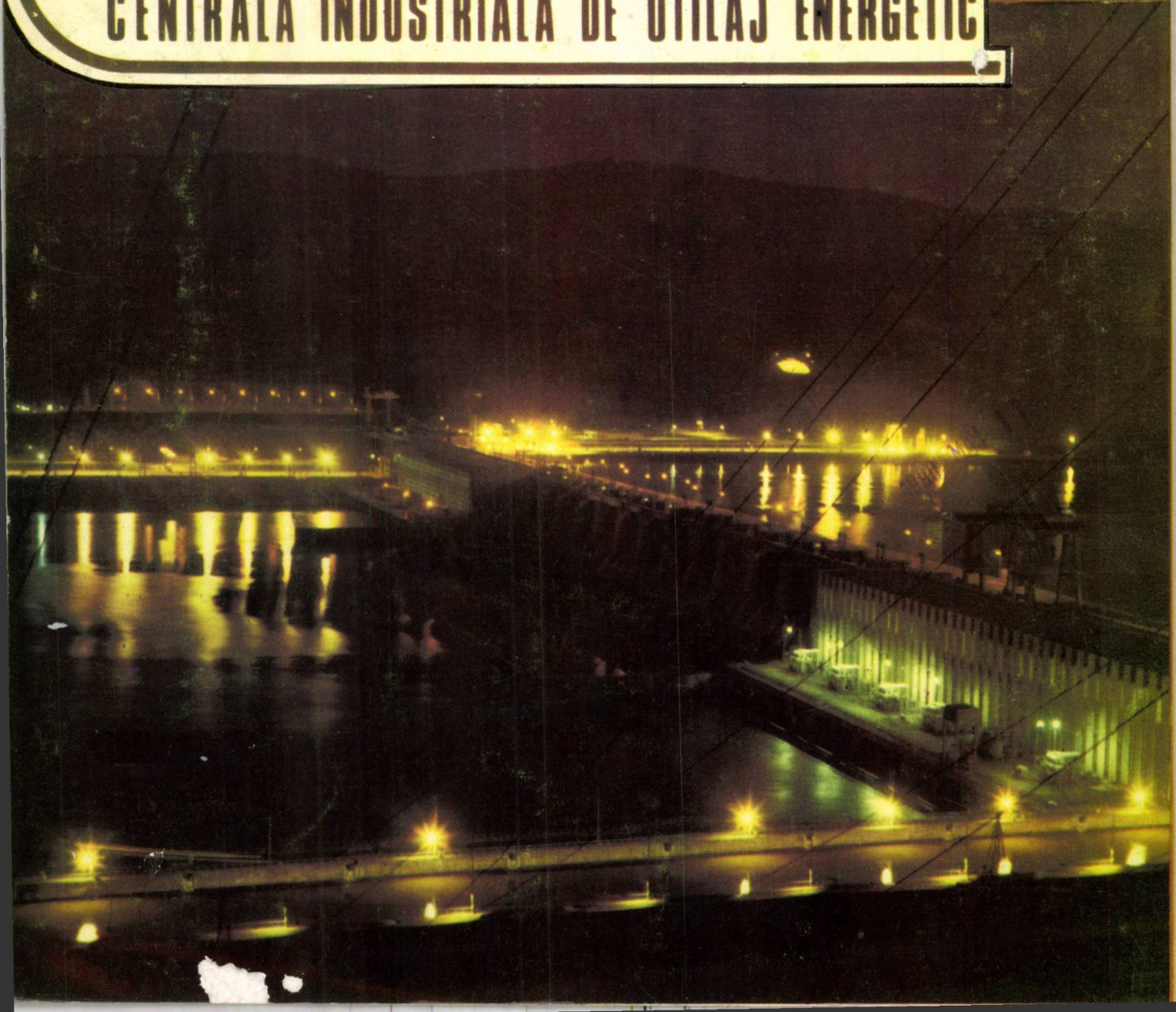
— fontă de înaltă puritate destinată fabricării fontelor cu grafit nodular cu structură feritică.

Revista „CONSTRUCŢIA DE MAŞINI", organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini din Republica Socialistă România, Redacţia la : Oficiul de informare documentară pentru industria construcţiilor de maşini, cu sediul în Bucureşti, Calea Victoriei, 133, sector I, telefon 50.31.30 ; sau 59.71.35. Instituţiile pot achita abonamentele în contul de virament ICTCM, 30.16.7.01.01 B.N.—R.S.R., filiala sector IV sau prin mandat poştal la ICTCM, şos. Olteniţei, nr. 105, Bucureşti, sector 4, pentru revista „Construcţia de maşini". Tarif : 150 lei anual. Costul unui exemplar : 12,50 lei Index D.E.P. 41023.

Tiparul : Tipografia „Ploieşti" str. Transilvaniei, nr. 29.

CIUE

CENTRALA INDUSTRIALA DE UTILAJ ENERGETIC



E 3279

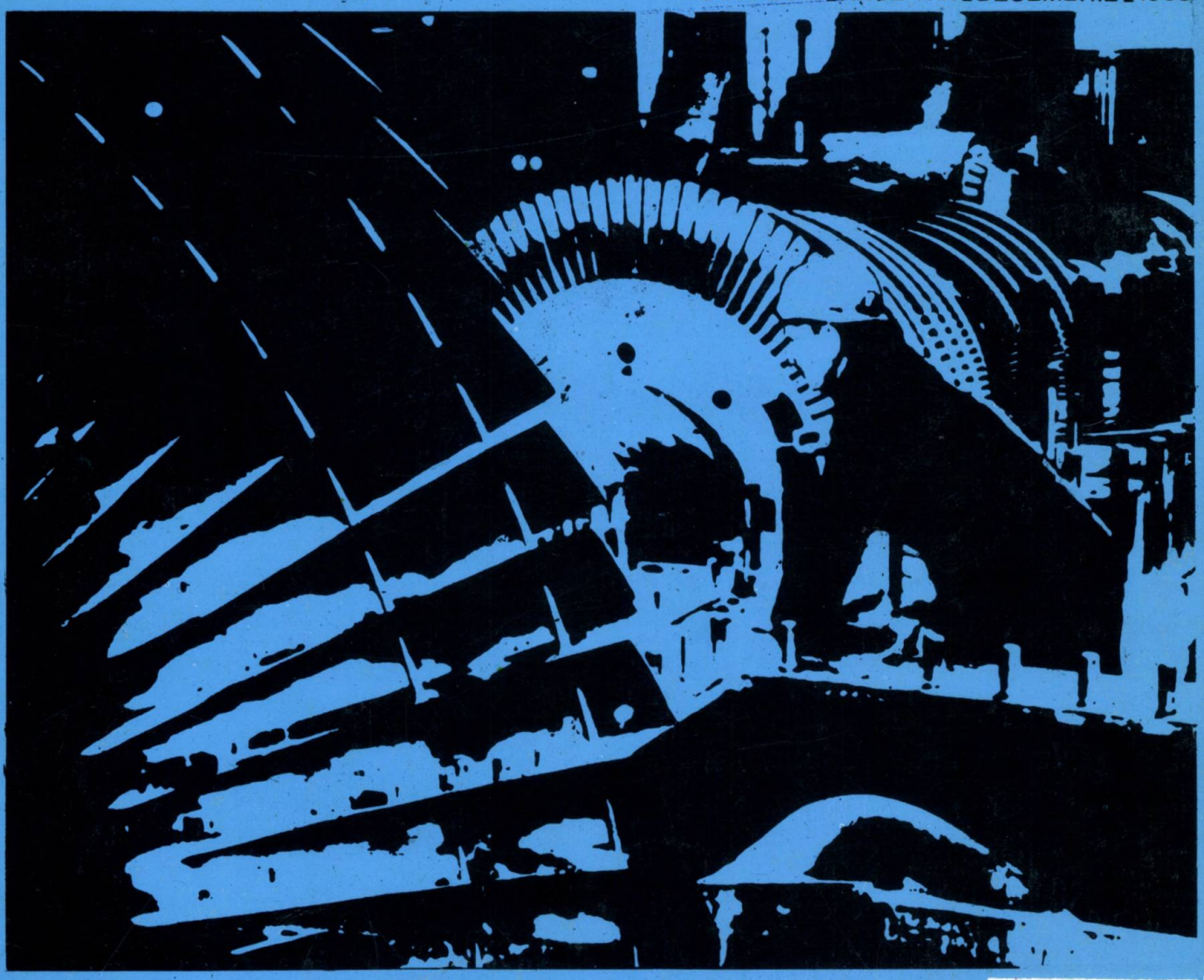
INSTITUTUL DE CERCETARE STIINTIFICA
SI INGINERIE TEHNOLOGICA PENTRU
ECHIPAMENTE ENERGETICE

GSE

CONSTRUCTIA DE MASINI

REFERÁLVA
R

BUCURESTI ▮ ANUL XLI ▮ DECEMBRIE ▮ 1989



ECHIPAMENTE ENERGETICE

12

ICSITEE

INSTITUTUL DE CERCETARE STIINTIFICA SI INGINERIE TEHNOLOGICA PENTRU ECHIPAMENTE ENERGETICE

·Sos.Berceni Nr.104 ·Sector4·BUCURESTI·P.O.Box813·Cont virament 30 11 90 705 7008 BISMB·Tel. 83 20 70·

I.C.S.I.T.E.E. prin laboratoarele și atelierele proprii de cercetare științifică și inginerie tehnologică, EXECUTĂ O GAMĂ COMPLETĂ DE LUCRĂRI privind construcția, dezvoltarea și modernizarea de INSTALAȚII, AGREGATE, UTILAJE ȘI ECHIPAMENTE TERMOENERGETICE :

- Cazane de abur pînă la 1035 t/h, cazane de apă fierbinte pînă la 100 Gcal/h, pe combustibili solizi, lichizi și gazoși pentru dotarea C.T.E., C.E.T. și C.T.
- Turboagregate pînă la 330 MW și instalațiile lor auxiliare inclusiv sala de mașini, aferente C.T.E. și C.E.T., clasice.
- Turboagregate pînă la 700 MW și instalațiile lor auxiliare, aferente C.N.E.
- Ventilatoare și pompe de alimentare cu apă pentru cazane energetice, regulatoare electrohidraulice pentru T.A. și mașini electrice speciale.

■ În laboratoare de profil se asigură cercetări pentru domeniile :

- noi tehnologii de ardere a combustibililor fosili ;
- energetică solară ;
- gazeificarea cărbunilor inferiori :
- conversie MHD ;
- recuperarea și refolosirea resurselor energetice secundare ;
- epurarea gazelor de ardere emise în atmosferă ;
- energetică industrială.

I.C.S.I.T.E.E. by its own laboratories and facilities of scientific research and engineering, carries out a complete range of works concerning the construction, development and modernization of power equipment, installations devices :

- Steam boilers up to 1035 t/h, hot water boilers op to 100 Gcal/h, burning solid, liquid and gaseous fuels, for power stations district and industrial heating power stations and thermal stations.
- Turbogenerators up to 330 MW and their auxiliaries, inclusive of the machine hall, installed in the classical electric power stations.
- Turbogenerators up to 700 MW and their auxiliaries intended for atomic power stations.
- Fans and feedwater pumps for power boilers, electric hydraulic controllers for turbogenerators and special electric machines.

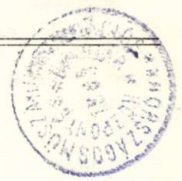
■ In the specialized laboratories research works are carried out in the following fields :

- new technique for fossil fuel firing;
- solar energy ;
- lower coal gasification ;
- MHD conversion
- recovery of secondary energy resources ;
- cleaning of flue gases discharged into atmosphere ;
- industrial power.

1990 APR 2 5

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
EDITOR: OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
ANUL XXXXI, 12, decembrie, 1989



CUPRINS

Echipamente energetice

HULEA, I., POPA, I., MĂLDĂRESCU, T., BRAICU, B.: **Considerații privind soluția de susținere a pereților vaporizatorului, aplicată la cazanul de 1100 t/h, cu funcționare pe huilă** 571

GHEORGHICESCU, V., SZABO, FR.: **Adaptarea cazanului de 420 t/h, 137 bar, 540°C, de lignit, pentru funcționarea exclusivă pe păcură** 579

ȘIMAN, H., FLORESCU, R., ILIESCU, G.: **Regimuri tranzitorii de funcționare a cazanelor energetice** 580

POPAN, V., RETEGAN, L., BANABIC, V., TUROS, S.: **Arzătoare de gaze cu presiune redusă și aer preîncălzit** 582

SLAVOV, E. NICHIFOR, G., BRATU, C., PAVEL, C.: **Detectoare pentru supravegherea flăcării de cărbune-praf în cazane energetice mari, într-o nouă concepție** 584

POPAN, V., RETEGAN, L., STAN, S.: **Schimbătoare de căldură cu gabarite reduse și transfer termic îmbunătățit** 588

POPOVICI, T., AILINCĂI, T.: **Utilizarea, la un nivel superior de eficiență, a cazanelor de 420 t/h, prin concepția unui nou turboagregat de termoficare de 100 MW** 590

HERBEI, N., DUMITRU, M.: **Manifestări ale fenomenului de coroziune tenso-fisurantă la bandajele nemagnetice ale turboagregatelor** 592

DOGARU, M., KATONA, L., DOGARU, I., NICHIFOR, GH.: **Un nou procedeu de măsurare a forțelor mecanice de frecare** 598

Manifestări tehnico-științifice

x x x: **Simpozionul de asigurare a calității și fiabilității, SACF'90** 602

x x x: **Sesiunea națională de comunicări tehnico-științifice, TRACTORUL '90** 602

* * *

x x x: **Indice alfabetic pe autori** 603

x x x: Sumar anual de probleme 605

Revista apare sub îndrumarea
Consiliului științific al Institutului Central pentru Construcții de Mașini

Redactor — șef: ing. Teodosia Opreșcu
Redactor: Șerban Teodorescu
Coordonator: ing. Adrian Popa

SUMARE

C.Z.U. : 621.181.4

Hulea, I., Popa, I., Mălădărăscu, T., Braicu, B.: **Considerații privind soluția de susținere a pereților vaporizatorului, aplicată la cazanul 1100 t/h, cu funcționare pe huilă, pentru export**

Lucrarea prezintă considerațiile privind soluția și calculele necesare la proiectarea sistemului de susținere a pereților-spirală ai vaporizatorului unui cazan de 1100 t/h, în varianta cu platbenzi sudate.

Construcția de mașini, 41 (1989), nr.12, 10 fig., 5 ref. bibl.

CZU : 621.181.004.68 : 662.6

Gheorghicescu, V., Szabo, F.: **Adaptarea cazanului de 420 t/h, 137 bar, 540°C, combustibil lignit, pentru funcționare exclusivă pe păcură**

Adaptarea cazanului de 420 t/h, pe lignit, pentru funcționarea exclusivă pe păcură, constă în crearea posibilității folosirii drept combustibil a păcurii de toate sorturile, conform STAS 51—83, cu conținut maxim de sulf de 3,5%, și în asigurarea temperaturii de 540°C a aburului viu, la sarcini cuprinse între 70—100%, fără utilizarea ventilatoarelor de gaze recirculate, cu temperatura apei de alimentare de 158°C.

Construcția de mașini, 41 (1989), nr. 12, 1 fig.

CZU : 621.182.93

Șiman, H.I., Florescu, R.S., Iliescu, Gh.: **Regimuri tranzitorii de funcționare a cazanelor energetice: pornirea rapidă a unui cazan de 105 t/h, 17 bar, 250°C**

Lucrarea prezintă rezultatele experimentale și unele concluzii ce s-au desprins în urma încercărilor, la regimuri tranzitorii, ale unui cazan de 105 t/h, 17 bar, 250°C, în special privind pornirea rapidă. Încercările au urmărit, în principal, reducerea la minimum a timpului de pornire a cazanului, în condiții de siguranță, atît din punct de vedere al proceselor termodinamice, cît și al rezistenței mecanice la solicitările deosebite impuse de aceste regimuri (tranzitorii). Se recomandă unele adaptări ale cazanului, pentru a răspunde condițiilor impuse.

Construcția de mașini, 41 (1989), nr. 12

CZU : 662.95

Popan, V., Retegan, L., Banabic, V., Turos, S.: **Arzătoare de gaze cu presiune redusă și aer preîncălzit**

Lucrarea prezintă problematica arderii gazelor cu presiune redusă în focare cu gabarit mic. Se subliniază forma constructivă impusă de arderea cu performanțe corespunzătoare, atît cu aer la temperatura normală cît și cu aer preîncălzit la 200°C. În lucrare sînt prezentate rezultatele obținute pe un astfel de arzător ce echipează cazanele cu fluid diatermic, evidențiindu-se efectele temperaturii de preîncălzire a aerului.

Construcția de mașini, 41 (1989), nr. 12, 3 fig., 1 tab.

CZU : 621.182.2 : 614.841.34

Slavov, E., Nichifor, Gh., Bratu, C., Pavel, M.: **Detectoare pentru supravegherea flăcării de cărbune praf în cazane energetice mari, într-o nouă concepție**

În cadrul cercetărilor efectuate privind supravegherea flăcării de cărbune din focarele cazanelor energetice mari, au fost realizate detectoare care convertesc intensitatea radiației luminoase a flăcării de cărbune într-un semnal analogic, respectiv într-un semnal numeric.În vederea obținerii unei liniarități cît mai bune, elementul fotosensibil din aceste detectoare a fost alimentat cu o tensiune constantă, într-o plajă largă de iluminări (0 . . . 10 klx). Semnalele de ieșire analogice sînt semnale de curent (2 . . . 10 mA), iar cele numerice sînt impulsuri modulate în durată. Printre avantajele acestor detectoare, menționăm sensibilitatea scăzută la perturbații electrice

Construcția de mașini, 41 (1989), nr. 12, 6 fig., 4 ref. bibl.

CZU : 536.24

Popan, V., Retegan, L., Stan, S.: **Schimbătoare de căldură cu gabarite reduse și transfer termic îmbunătățit**

Lucrarea prezintă o nouă gamă de schimbătoare de căldură asimilate de I.C.S.I.T.E.E., utilizate pentru preîncălzirea combustibililor lichizi grei. Se subliniază elementele constructive, funcționale și avantajele economice obținute prin aplicarea noilor soluții constructive și pentru alte domenii ale tehnicii.

Cnstrucția de mașini, 41 (1989), nr. 12, 1 fig., 2 tab.

CZU : 621.11 : 621.181

Popovici, T., Ailincăi, T. **Utilizarea, la un nivel superior de eficiență, a cazanelor de 420 t/h, prin concepția unui nou turboagregat de termoficare de 100 MW**

În prezent, în țara noastră există un mare număr de centrale electrice de termoficare, echipate cu $n+1$ cazane de 420 t/h, funcționînd pe lignit, legate pe bară comună, din care se asigură aburul de antrenare, pentru n turbine din familia de 50 MW (DSL, DKUL, DKU). Prin realizarea grupului de 100 MW, prevăzut a funcționa în paralel cu actualele turbine de 50 MW, se obține un important cîștig de energie, în condițiile unei eficiențe economice sporite.

Construcția de mașini, 41 (1989), nr. 12

CZU : 621.313.322—81 : 620.194

Herbei, N., Dumitru, M.: **Manifestări ale fenomenului de coroziune tenso-fisurantă la bandajele nemagnetice ale turbogeneratoarelor**

În lucrare se prezintă experiența existentă în țară, în domeniul utilizării bandajelor nemagnetice la turbogeneratoare și fenomenul de coroziune tensofisurantă care apare în anumite condiții de funcționare. Este analizată o avarie determinată de acest fenomen și se propun măsuri de evitare a lui, prin modificarea compoziției chimice a oțelului utilizat.

Construcția .de mașini, 41 (1989), nr. 12, 7 fig., 4 tab., 4 ref. bibl.

CZU : 531.781

Dogaru, M., Katona, L., Dogaru, I., Nichifor, Gh.: **Un nou procedeu de măsurare a forțelor mecanice de frecare**

În lucrare se trec în revistă metodele electrotensometrice uzuale de măsurare a forțelor și apoi se descrie soluția adoptată, pe baza traductorului tensometric construit în țară. Se prezintă schema-bloc a echipamentului, împreună cu principalii parametri, dîndu-se în final rezultatele experimentărilor efectuate pe standul amenajat în institut.

Construcția de mașini, 41 (1989), nr. 12, 5 fig., 3 ref. bibl.

CONTENTS

UDC : 621.181.4

Hulea, I., Popa, I., Mălădărăscu, T., Braicu, B.: **Considerations Regarding the Vaporizer Walls Supporting Solution Applied to the 1100 t/h Boiler Operating With Pitcoal**

The paper presents the considerations on the solution and the required calculations for the design of the supporting system of the spyral walls of the evaporator of a 1100 t/h boiler in the welded flatbands variant.

Construcţia de maşini, 41 (1989), Nr. 12, 10 figs., 5 bibl. paps.

UDC : 621.181.004.68 : 662.6

Gheorghicescu, V., Szabo, F.: **Adaptation of the Boiler of 420 t/h, 137 bar, 540°C, Lignite Coal for Exclusive Operation on Oil**

Adaptation of the 420 t/h boiler, lignite coal for exclusive operation on oil consists in its possibilities to use all types of black oil according to STAS 51—83 having a maximum sulphur content of 3,5%, and temperature of the main steam of 540° for loads ranged between 70...100% without using recirculated gas fans, with a feed water temperature of 158°C.

Construcţia de maşini, 41 (1989), Nr. 12, 1 fig.

UDC : 621.182.93

Şiman, H.I., Florescu, R.S., Iliescu, Gh.: **Power Boilers Operation Transitorial Loads: 105 t/h, 17 bar, 250°C Boiler Fast Start-Up**

The paper shows the experimental results and some conclusions drawn after the tests in transitorial loads of 105 t/h, 17 bar, 250°C boiler, fast start-up, mainly. The tests aimed boiler start-up time reducing to minimum, under security conditions, both in the thermo-dynamical point of view and the mechanical rezistance to the particular stresses imposed by the loads (transitorial). Some boiler adaptations are recommended in order to answer to the imposed conditions.

Cnstrucţia de maşini, 41 (1989), Nr. 12.

UDC : 662.95

Popan, V., Retegan, L., Banabic, V., Turos, S.: **Low Pressure and Preheated Gas Burners**

The paper shows the problems regarding the low pressure gases in small dimensions furnaces. The constructive shape required both by the normal temperature and air preheated at 200°C burning is underlined. The paper also shows the results got with such type of burner equipping the diathermal fluid, pointing out the air preheating temperature effects.

Construcţia de maşini, 41 (1989), Nr. 12, 3 figs.,1 bibl. paps

---

UDC : 621.182. : 614.841.34

Slavov, E., Nichifor, Gh., Bratu, C., Pavel, M.: **Detectors for Dust Coal Flame Monitoring in The High Power Boilers, under a new Conception**

Researches performed on the coal flame monitoring in the high power boiler carried out the detectors converting the coal flame luminous radiation intensity into an analogical signal and a digital one, respectively. The light-sensitive element within these detectors have been supplied with a constant voltage in a large illumination range (0...10 klx), in order to get best linearity. Analogical output signals are current ones (2...10 mA) and the digital ones are impuses modulated in time. Among the advantages of these detectors we mention the low sensitivness to electrical disturbances.

Construcţia de maşini, 41 (1989), Nr. 12, 6 figs., 4 bibl. paps.

UDC : 536.24

Popan, V., Retegan, L., Stan, S.: **Small Dimensions and Implemented Thermal Transfer Heat Exchanger**

The paper shows a new range of heat exchanger assimilated by I.C.S.I.T.E.E. used for heavy liquid fuel preheating. The constructive, operational elements and the economic advantages got by applying the new constructive solutions are underlined. Therefore, the development of the constructive solutions is also proposed for other technique fields.

Construcţia de maşini, 41 (1989), Nr. 12, 1 fig., 2 tabs.

UDC : 621.11 : 621.181

Popovici, T., Ailincăi, T.: **420 t/h boiler use to a higher efficiency level by engineering a new 100 MW heating turbine generator**

At present there is a great number of heating power stations equipped with 420 t/h boilers operating on lignite, connected to common supply, which ensures the driving steam for 50 MW turbine range (DSL, DKUL, DKU), in our country. Carrying out the 100 MW unit provided to parallely operate with the present 50 MW turbines an important gain of power is obtained under the conditions of an increased economic efficience.

Construcţia de maşini, 41 (1989), Nr. 12.

UDC : 621.313.322—81 : 620.194

Herbei, N., Dumitru, M.: **Actions of Stress-Corrosion Phenomenon on Non-Magnetic Retaining Rings for Generators**

The paper shows the experience gained in the country when applying the non-magnetic retaining rings for generators and the stress-corrosion phenomenon under certain operation conditions. A failure caused by this phenomenon is analized and some measures are proposed for avoiding it, by changing the used steel chemical composition.

Construcţia de maşini, 41 (1989), Nr. 12, 7 figs., 4 tabs., 4 bibl. paps.

UDC : 531.781

Dogaru, M., Katona, L., Dogaru, I., Nichifor, Gh.: **A New Method of Friction Mechanical Forces Measurement**

The paper surveys the usual electrostraingauging methods of force measurement and then adopted solutions is described taking into account the strain gaugestransducer manufactured in the country. The equipment low chart is described together with the main parameters. The experiments performed on the institute test stands are finally given.

Construcţia de maşini, 41 (1989), Nr. 12, 5 figs., 3 bibl. paps.

SOMMAIRES

CDU : 621.181.4

Hulea, I., Popa, I., Măldărăscu, T., Braicu, B. : **Considérations concernant la solution de soutenir les parois de l'évaporateur appliquée à la chaudière de 1100 t/h à houille**

Cet ouvrage présente des considérations concernant la solution et les calcules nécessaires à la projection du système de soutenir les parois en spirale de l'évaporateur d'une chaudière de 1100 t/h dans la variante à plate-bandes soudées.

Construcţia de maşini, 41 (1989), no. 12, 10 fig., 5 ref. bibl.

CDU : 621.184.004.68 : 662.6

Gheorghicescu, V., Szabo, F. : **Adaptation de la chaudière de 420 t/h, 137 bar, 540°C-à lignite pour le fonctionnement exclusif à fuel-oil**

L'adaptation de la chaudière de 420 /h — à lignite, pour un fonctionnement exclusif à fuel-oil, consiste dans la possibilité d'utililser pour combustible toutes les sortes de fuel-oil, conformément STAS 51÷83, à teneur maximale en soufre de 3,5%, ainsi que d'assurer la température de 540°C de la vapeur vive aux charges comprises entre 70—100%, sans utiliser les ventilateurs de gaz de réeyclage et à une température de 158°C de l'eau d'alimentation.

Construcţia de maşini, 41 (1989), no. 12, 1 fig.

CDU : 621.182.93

Şiman, H.I., Florescu, R.S., Iliescu, Gh. : **Régimes transitoires de fonctionnement des chaudières énergétiques : la mise en fonction rapide d'une chaudière de 105 t/h, 17 bar, 250°C**

Cet ouvrage renferme les résultats expérimentaux et quelques conclusions résultées à la suite des essais aux régimes de fonctionnement transitoires à une chaudière de 105 t/h, 17 bar, 250°C, en particulier, relatif à la mise en service rapide. Ces essais ont suivi en principe la reduction au minimum du temps de mise en service de la chaudière, en condition de sûreté, tant de point de vue des procès thermodynamiques que de la résistance mécanique aux sollicitations particulières imposées à ces régimes (transitoires). On récommande certaines accomodations de la chaudiere pour répondre aux conditions imposées.

Construcţia de maşini, 41 (1989), no. 12.

CDU : 662.95

Popan, V., Retegan, L., Banabic, V., Turos, S. : **Brûleurs à gas à pression reduite et à l'air préchauffé**

Cet ouvrage renferme l'ensemble des problèmes relatifs à la combustion des gaz à pression réduite dans les foyers à petit gabarit. On y souligne la forme constructive imposée par le brûlage, aux performances adéquates, autant pour l'air à la température normale ainsi qu'à l'air préchauffé à 200°C. Dans l'ouvrage en question, on expose équalement les résultats obtenus à un tel brûleur équipant les chaudière à fluide diathermique, ainsi que les effets de la température de préchauffage de l'air.

Construcţia de maşini, 41 (1989), no. 12, 3 fig., 1 ref. bibl.

CDU : 536.24

Popan, V., Retegan, L., Stan, S. : **Échangeurs de chaleur à gabarits réduits et à transfert thermique amélioré**

Cet ouvrage expose une nouvelle gamme d'echangeur de chaleur assimilés par ICSITEE, utilisés pour préchauffer les combustibles liquides lourds. On y relève les éléments constructifs, functionnels ainsi que les avantages économiques obtenus par l'application de ces nouvelles solutions constructives. En conséquence, on propose également l'extension de cette solution constructive pour d'autres domains de la technique.

Construcţia de maşini, 41 (1989), no. 12, 1 fig., 2 tab.

CDU : 621.182.2 : 614.841.34

Slavov, E., Nichifor, Gh., Bratu, C., Pavel, M. : **Détecteurs pour la surveillance de la flamme de charbon pulvérisé dans de grandes chaudières énergétiques dans une conception nouvelle**

Dans le cadre des recherches effectuées concernant la surveillance de la flamme de charbon dans le foyer des grandes chaudières ont été réalisés des détecteurs à convertir l'intensité de la radiation lumineuse de la flamme de charbon en signal analogique, respectivement en signal numérique. En vue d'obtenir une meilleure linéarité, l'élément photosensible de ces détecteurs a été alimenté avec une tension constante, dans une plage large d'illuminations (0 . . . 10 klx). Les signaux de sortie analogiques sont signaux de courant (2 . . . 10 mV) tandis que ceux numériques sont impulsions modulées de durée. Parmi les avantages de ces détecteurs, nous signalons leur sensibilité réduite aux perturbations éléctriques.

Construcţia de maşini, 41 (1989), no. 12, 6 fig., 4 ref. bibl.

CDU : 621.11 : 621.181

Popovici, T., Ailincăi, T. : **L'utilisation à un niveau supérieur d'efficience des chaudières de 420 t/h par la conception d'un nouveau turbo-agrégat ayant une production simultanéé d'énergie thermique et électrique de 100 MW**

À présent, dans notre pays il y a un grand nombre de centrales électriques qui produisent simultanément l'énergie thermique et électrique, équipées de chaudières de 420 t/h, à lignite, reliées à barre commune dont on assure la vapeur pour entrainer les turbines de la famille de 50 MW (DSL, DKUL, DKU). Par la réalisation du groupe de 100 MW, prévu pour un fonctionnement en parallèle avec les actuelles turbines de 50 MW on obtient un important gain d'énergie dans les conditions d'une efficience économique augmentéé.

Construcţia de maşini, 41 (1989), no. 12

CDU : 621.313.322—81 :620.194

Herbei, N., Dumitru, M. : **Manifestations du phénoméne non-magnétiques de corrosion tensionnée-fissurée aux bandages des turbo-génératrices**

Cet ouvrage présente l'expérience existente dans notre pays dans le domaine de l'utilisation des bandages non-magnétiques aux turbo-génératrices ansi que le phénomène de corrosion tensionnée-fisurrée qui apparaît en certaines conditions de fonctionnement. On y analyse également une avarie déterminée par ce phénomème et on y propose aussi des mesures pour que celui-ci soit evité par la modification de la composition chimique de l'acier utilisé.

Construcţia de maşini, 41 (1989), no. 12, 7 fig., 4 tab., 4 ref. bibl.

CDU : 531.781

Dogaru, M., Katona, L., Dogaru, I., Nichifor, Gh. : **Un nouveau procédé pour mesurer les forces mécaniques de frottement**

Dans cet ouvrage on passe en revue les méthodes électrotensométriques usuelles à mesurer les forces et puis on y décrit la solution adoptée, conformément au capteur tensométrique construit dans notre pays. On y présente également le schéma-bloc de l'équipement, avec ses principaux paramètres, en montrant, en final, les résultats des expérimentations effectuées sur la plate-forme d'essai installée dans notre institut.

Construcţia de maşini, 41 (1989), no. 12, 5 fig., 3 ref. bibl.

INHALTSVERZEICHNIS

DK : 621.181.4

Hulea, I., Popa, I., Mălădărăscu, T., Braicu, B.: **Betrachtungen für die Stützlösung der Verdampferwände, für den 1100 t/St Kessel auf Steinkohle, für Ausfuhr**

Das Werk stellt die Betrachtungen für die Lösung und die notwendigen Berechungen für die Projektierung des Stützungssystems der Verdamferspiralwände eines Kessels von 1100 t/St. in der geschweissten Flachstählevariante.

Construcţia de maşini, 41 (1989), Nr. 12, 10 Bild., 5 Lit.

DK : 621.181.004.68 : 662.6

Gheorghicescu, V., Szabo, F.: **Anpassung des Kessels von 420 t/St, 137 bar, 540°C — Lignit für den Betrieb ausschliesslich auf Heizöl**

Die Anpassung des Kessels von 420 t/St. — Lignit für den Betrieb ausschliesslich auf Heizöl besteht aus der Anwendung aller Heizölsorten gemäss STAS 51—83, mit einem Maximalschwefelgehalt von 3,5%, und der Sicherung der Temperatur von 540°C des Frischdampfes bei Belastungen zwischen 70—100%, ohne Rezirkulierendengasventilatoren, mit der Speisewassertemperatur von 158°C.

Construcţia de maşini, 41 (1989), Nr. 12 1 Bild.

DK : 621.182.93

Şiman, H.I., Florescu, R.S., Iliescu, Gh.: **Transitorischer Betrieb der Energetischekessel: Schne'abfahrt eines Kessels von 105 t/h, 17 bar, 250°C**

Das Werk stellt die Experimentellergebnisse und einige Schlussfolger rungen infolge der Versuche bei transitorischen Betriebs eines Kessels von 105 t/h, 17 bar, 250°C, speziell für die Schnellabfahrt, vor. Die Versuche hatten als Zweck die Minimalverminderung der Kesselabfahrtzeit in Sicherheitsbedingungen, sowie vom Standpunkt der thermodinamischen Prozessen als auch der mechanische Wiederstand bei den Sonderbeasspruchungen dieses Betriebs (transitorisch). Es empfiehlt sich, einige Anpassungen des Kessels für die notwendige Bedingungen.

Construcţia de maşini, (1989), Nr. 12.

DK : 662.95

Popan, V., Retegan, L., Banabic, V., Turos, S.: **Gasbrenner mit verminderten Druch und vorgewärmten Luft**

Das Werk stellt das Problem der Gasverbrennung mit verminderten Druck in kleine Feuerräume, vor. Man hebt die Konstructivform für das Brennen mit entsprechenden Leistungen, sowie mit Luft bei der Normaltemperatur, las auch mit vorgewärter Luft bei 200°C. Man stellt in diesem Werk die Ergebnisse eines solchen Brenners, der die Kessel mit diathermischen Flüssigkeit ausrüstet. Es werden die Wirkungen der Luftvorwärmungtemperatur hervorgehoben.

Construcţia de maşini, 41 (1989), Nr. 12, 3 Bild., 1 Lit.

DK : 621.182.2 : 614.841.34

Slavov, E., Nichifor, Gh., Bratu, C., Pavel, M.: **Suchgerräte für die Überwachung der Kohlenstaubflamme in grossen energetischen Kesseln, in eine neue Anfassung**

Im Rahmen der Untersuchungen für die Überwachung der Kohlenflamme aus den grossen energetischen Kesselfeuerräume, wurden es Suchgeräte realisiert. Diese umwandeln die Lichtstrahlungstärke der Kohlenflamme in einem analogischen, bzw rechnerischen Signal. Für die Erzeugung einer Optimallincarität, wurde das Lichtempfindlichelement aus diesen Suchgeräten mit einer ständigen Spannung, in einem grossen Beleuchtungbereich (0...10 klx), gespeist. Die analogische Austrittsignale sind Stromsignale (2...10 mA) und die rechnerische Signale sind in Standzeit ausgesteuerten Impulse. Einer der Vorteile dieser Suchgeräte ist die verminderte Empfindlichkeit bei elektrischen Störungen.

Construcţia de maşini, 41 (1989), Nr. 12, 6 Bild., 4 Lit.

DK : 536.24

Popan, V., Retegan, L., Stan, S.: **Wärmeaustauscher mit reduzierten Abmessungen und verbesserten thermischen Übertragung**

Das Werk stellt eine neue Reihe von ICSITEE angeglichenen, Wärmeausttauscher, für die Vorwärmung der flüssigen Schwerbrennstoffe. Man hebt die konstruktiv, Funktionelleelemente und die Vorteile der Benutzung der neuen Konstruktivlösungen, hervor

Construcţia de maşini, 41 (1989), Nr. 12. 1 Bild., 2 Tab.

DK : 621.11 : 621.181

Popovici, T., Ailincăi, T.: **Die Benützung der 420 t/h Kesseel bei einen hohen Wirksamkeitsniveau durch die Verfassung eines neuen 100 MW Fernheizungturbosatzes**

Jetzt gibt es in unserem Land ein grosser Zahl von elektrischen Heizwerken mit n + 1 420 t/h, mit Lignit, auf gemeinsamen Leitung verbundenen Kesseln. Aus diesen wird man der Antriebsdampf für n Turbine von 50 MW (DS 4 DKUL, DKU) sichern. Für die Realisierung der 100 MW Gruppe die für den Parallelbetrieb mit den vorhandenen 50 MW Turbinen vorgesehen wird, erzeugt man ein wichtiger Energiegewinn in den Bedingungen einer vergrösserten ökonomischen Wirksamkeit.

Construcţia de maşini, 41 (1989), Nr. 12

DK : 621.313.322—81 : 620.194

Herbei, N., Dumitru, M.: **Erscheinungen des Spannung-Spaltung Korrosionsvorgang bei den unmagnetischen Bandagen der Turbogeneratoren**

Im Werk werden es die im Land verhandene Erfahrung im Bereich der Benützung der unmagnetischen Bandagen bei Turbogeneratoren, und den Spannung — Spaltung Korrosionsvorgang, der in bestimmten-Betriebs-bedingungen erscheint, dargestellt. Man analysiert eine Betriebstörung infolge diesem Vorgang und man schlägt Vermeidungsmassnahmen durch die Änderung der chemischen Zusammensetzung des verbrauchten Stahles, vor.

Construcţia de maşini, 41 (1989), Nr. 12, 7 Bild., 4 Tab., 4 Lit.

DK : 531.781

Dogaru, M., Katona, L., Dogaru, I., Nichifor, Gh.: **Neue Messungmethode der mechanische Reibungskräfte**

Im Werk wird man die gewöhnliche elektrotensometrische Methode für die Messung der kräfte vorstellen. Dann wird es die angepasste Lösung, auf Grund der im Land hergestellte tensometrische Geber, beschreiben. Man stellt das Ausrüstungblockschema, mit den Hauptparametern, mit den Versucheergebnissen, vor.

Construcţia de maşini, 41 (1989), Nr. 12, 5 Bild., 3 Lit.

СОДЕРЖАНИЕ

ДК : 621.181.4

Хулеа, И., Попа, И., Мэлдэреску, Т., Брайку, Б.: *Соображения по решению крепления стенок испарителя, принятому для котла 1 100 т/ч, работающего на каменном угле*

Работа представляет соображения по решению, а также необходимые расчеты при проектировании системы крепления спиралевидных стенок испарителя котла 1 100 т/ч, вариант со сваренными полосами.

Constructia de maşini, 41 (1989), н. 12, 10 рис., 5 лит.

ДК : 621.181.004.68 : 662.6

Георгиеску, В., Сабо, Ф.: *Применение котла паропроизводительностью 420 т/ч, 137 бар, 540°С, работающего на лигните, для работы исключительно на мазуте*

Применение котла паропроизводительностью 420 т/ч, работающего на лигните, для работы исключительно на мазуте, состоит в обеспечении возможности применения в качестве топлива мазута всех сортов, согласно СТАС 51—83, максимальным серосодержанием 3,5 % и температурой 540°С острого пара при нагрузках в пределах 70—100 %, без использования дымососов и температурой питательной воды 158°С.

Constructia de maşini, 41 (1989), н. 12, 1 рис.

ДК : 621.182.93

Шиман, Х.И., Флореску, Р. С., Илиеску, Г.: *Переходные режимы работы энергетических котлов. Быстрый пуск котла паропроизводительностью 105 т/ч, 17 бар, 250° С*

Работа представляет экспериментальные результаты и некоторые заключения, связанные с испытаниями при проходных режимах котла паропроизводительностью 105 т/ч, 17 бар, 250° С, в особенности при быстром пуске. Испытания проводились, в основном, ввиду снижения до минимума времени пуска котла в условиях безопасности, как с точки зрения термодинамических процессов, так и механической прочности на особые нагрузки этих режимов (переходных). Рекомендуются известные модификации котла для удовлетворения предъявленных условий.

Constructia de maşini, 41 (1989), н. 12.

ДК : 662.95

Попан, В., Ретеган, Л., Банабик, В., Турос, С.: *Газовые горелки низкого давления и подогретого воздуха*

Работа представляет проблематику сжигания газов низкого давления в топках небольшого габарита. Выявляется конструктивная форма, заданная сжиганием с соответствующими параметрами, как воздухом при нормальной температуре, так и подогретым воздухом при 200° С. В работе представлены полученные результаты на подобной горелке, оснащающей котлы с диатермической жидкостью и подчеркиваются эффекты температуры подогрева воздуха.

Constructia de maşini, 41 (1989), н. 12, 3 рис., 1 лит.

ДК : 536.24

Попан, В., Ретеган, Л., Стан, С.: *Теплообменники с небольшим габаритом и улучшенным теплообменом*

Работа представляет новую гамму теплообменников, внедряемых I.C.S.I.T.E.E., применяемых для подогрева жидких тяжелых топлив. Представлены конструктивные и рабочие элементы и экономические преимущества при применении новых конструктивных решений. В заключении предлогается также расширить подобное конструктивное решение для других областей техники.

Constructia de maşini, 41 (1989), н. 12, 1 рис., 2 таб.

ДК : 621.182.2 : 614.841.34

Славов, Э., Никифор, Г., Брату, К., Павел, М.: *Детекторы для контроля пылеугольного факела крупных энергетических котлов в новой концепции*

При проведении исследований по контролю угольного факела топочной камеры крупных энергетических котлов, были созданы детекторы, преобразовавшие интенсивность светового излучения угольного факела в аналоговый сигнал, соответственно в цифровой сигнал. Для получения как можно лучшей линейности, фоточувствительный элемент подобных детекторов питался постоянным напряжением в широком диапазоне освещенности (0 . . . 10 лк).

Аналоговые выходные сигналы являются сигналами тока (2 . . . 10 ма), а цифровые сигналы — модулированные временные импульсы. Среди преимуществ подобных детекторов можно отметить пониженную помехочувствительность.

Constructia de maşini, 41 (1989), н. 12, 6 рис., 4 лит.

ДК : 621.11 : 621.181

Попович, Т., Аилинкэй, Т.: *Применение при высокой эффективности котла мощностью 420 т/ч созданием нового теплофикационного турбоагрегата мощностью 100 МВт*

В настоящее время в нашей стране имеется большое число теплоэлектроцентралей, оснащенных котлами 420 т/ч, работающих на лигните и соединенных общей линией, которая обеспечивает приводной пар для турбин 50 МВт (DSL, DKUL, DKU). Созданием блока 100 МВт, предназначенного работать параллельно со существующими турбинами 50 МВт, достигается значительный выигрыш энергии в условиях повышенной экономической эффективности.

Constructia de maşini, 41 (1989), н. 12.

ДК : 621.313.322—81 : 620.194

Хербей, Н., Думитру, М.: *Явления тензощелевой коррозии немагнитных бандажей турбогенераторов*

В работе представлен существующий в стране опыт в области применения немагнитных бандажей турбогенераторов и явления тензощелевой коррозии, появляющейся в определенных условиях работы. Рассматривается авария, вызванная этим явлением предлогаются мероприятия ео избежание подобного явления изменением химического состава применяемой стали.

Constructia de maşini, 41 (1989), н. 12, 7 рис., 4 таб., 4 лит.

ДК : 531.781

Догару, М., Катона, Л., Догару, Ю., Никифор, Г.: *Новый способ измерения механических сил трения*

В работе перечисляются применяемые электротензометрические методы измерения сил и описывается принятое решение, на основе тензодатчика, отечественного производства. Представлена схема-блок оборудования, его основные параметры и, в заключении, приводятся результаты проведенных испытаний на стенде института.

Constructia de maşini, 41 (1989), н. 12, 5 рис., 3 лит.

CZU : 621.181.4

Considerații privind soluția de susținere a pereților vaporizatorului, aplicată la cazanul de 1100 t/h, cu funcționare pe huilă

Ing. Ioan **HULEA**, ing. Ioan **POPA**, ing. Toma **MĂLDĂRESCU**, ing. Bartolomeu **BRAICU** – I.C.S.I.T.E.E. București

Cazanul de 1100 t/h, 192/47,2 bar, 540/540°C (huilă) este un cazan cu circulație forțată unică, cu punct variabil de vaporizare, cu supraîncălzire intermediară, realizat în construcție turn în soluție cu perete membrană cu depresiune pe partea gazelor de ardere.

Combustibilul utilizat are putere calorifică de 20093 kJ/kg drept combustibil de calcul și 17711 kJ/kg drept combustibil de verificare. Pentru măcinarea combustibilului sînt utilizate mori cu strivire.

Pornirea cazanului se face pe păcură avînd o putere calorifică de 39767 kJ/kg, cazanul putînd funcționa și numai pe păcură pînă la sarcina de 50%.

Cazanul este proiectat pentru funcționarea în bloc cu turboagregatul de 330 MW ce urmează a fi montat într-o centrală de 2×330 MW.

Cazanul de 1100 t/h are secțiune constantă (13,6×14,0 m) pe toată înălțimea, camera de ardere este realizată din pereți membrană spirală din țeavă 38×6, calitatea 14 Mo Cr 10, la pas de 55 mm pînă la cota + 49,480 m, iar canalul convectiv — cu pereți membrană cu țevi verticale ∅ 30 × 6 la pas de 50 mm, de la cota 49,480 m pînă la cota de 97,52 cm.

Pereții membrană asigură o bună etanșare a drumului de gaze de ardere.

Prin aplicarea soluției de cazan cu secțiune constantă, se reduc solicitările în zona de trecere de la peretele membrană spirală la peretele membrană cu țevi verticale determinînd eliminarea spargerilor de țevi în această zonă.

Susținerea pereților vaporizatorului, realizată din peretele membrană în spirală, se confecționează din perechi de platbenzi de 150×30,

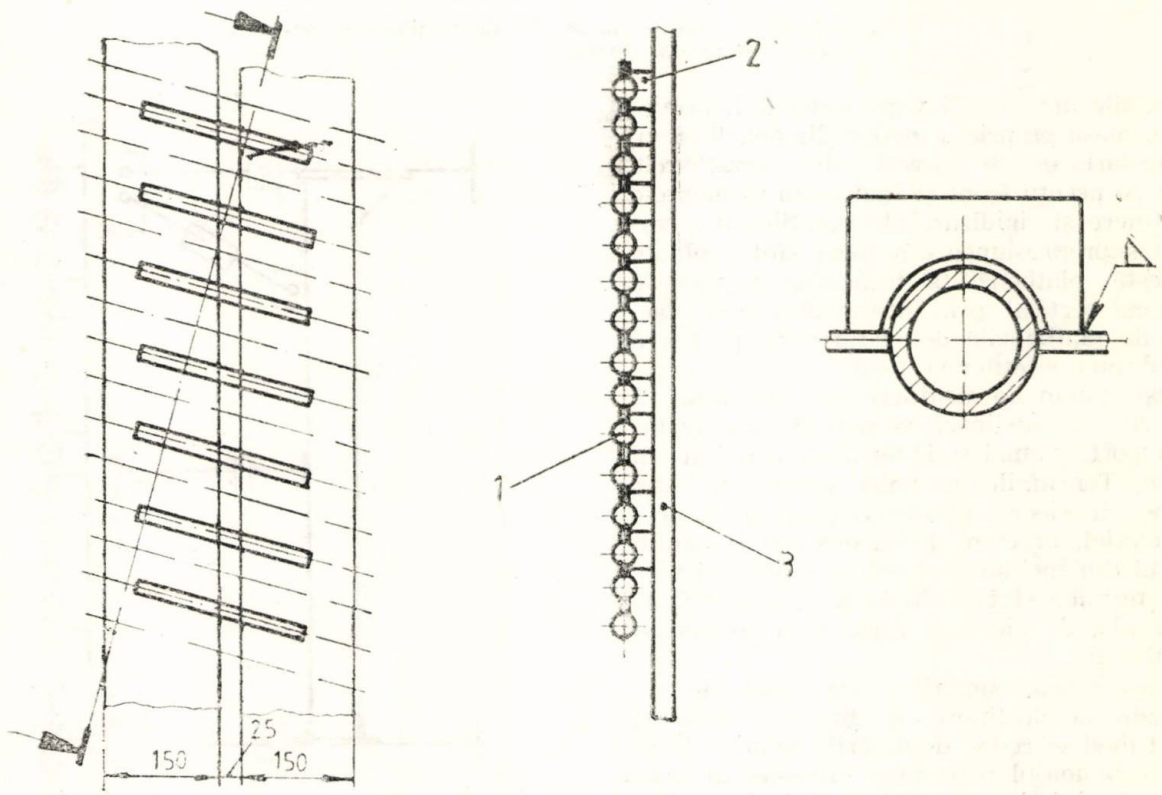


Fig. 1 Susținerea vaporizatorului la cazanul 1100 t/h, huilă.
1 — perete membrană ;
2 — piese profilate ;
3 — benzi exterioare

dispuse la un pas de circa 2670 mm, fixate de peretele membrană prin intermediul unor piese profilate sudate pe platbenzile dintre țevi.

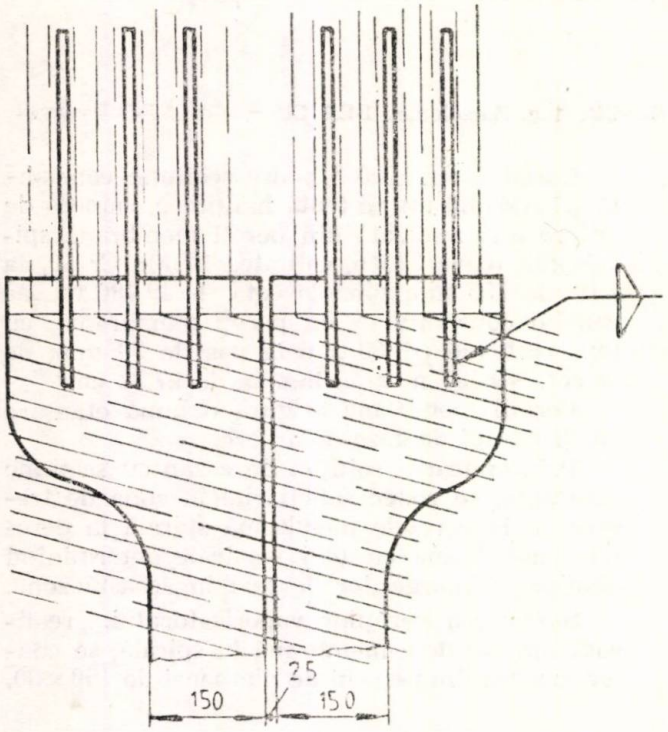


Fig. 2 Legătura dintre platbenzile de susținere și pereții membrană verticali.

Sarcinile din pereții vaporizatorului, provenite din masa proprie a țevilor, din apa din țevi, din murdăria de pe pereți, din arzătoarele plasate pe pereții front și spate, din elementele de susținere și rigidizare ale pereților din izolație și suprapresiunea din focar sînt preluate de aceste platbenzi și transmise la peretele membrană vertical, prin intermediul unor plăci sudate de platbenzile de susținere și pe țeava și membrana pereților verticali.

Acest sistem de susținere are avantajul că platbenzile de susținere și pereții vaporizatorului suportă numai solicitările de tracțiune în înălțime. Tensiunile mecanice (provenite din presiunea interioară, greutatea proprie a apei și a izolației, precum și din efectul presiunii de calcul din incinta camerei de ardere) și tensiunile termice sînt preluate de ansamblul de țevi spirală, de piese profilate și de platbenzi de susținere.

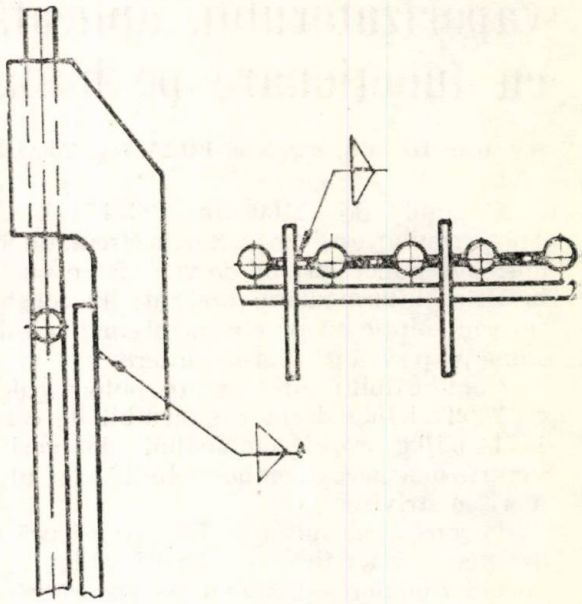
De asemenea, bandajele sînt susținute de platbenzile de susținere, la diferite nivele, și în acest mod se reduc deplasările relative între perete și bandajul rece, prin intermediul pendulilor, eliminîndu-se astfel posibile blocări.

Prin folosirea noii soluții de susținere, se obțin unele avantaje ca de exemplu :

— renunțarea la suporții de sarcină constantă ;

— simplificarea construcției de susținere ;

— eliminarea sudurilor pe țevile vaporizatorului ;



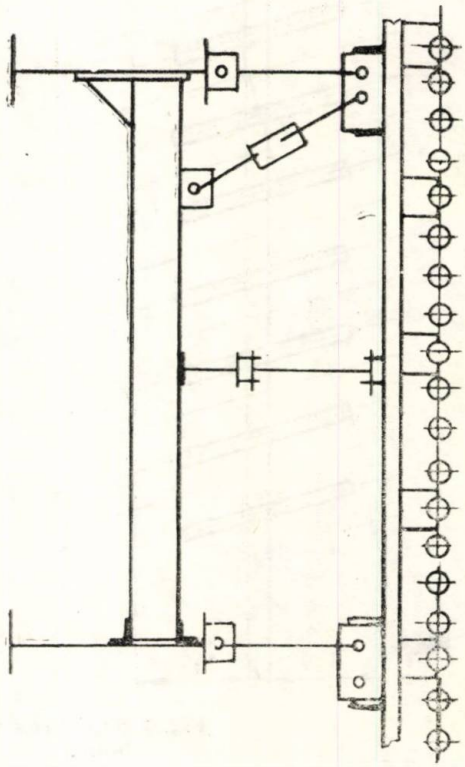


Fig. 3 Sistemul de susținere a bandajelor și ghidarea prin penduli a pereților.

— eliminarea zonelor cu solicitări diferite, întindere sau compresiune ;

— micșorarea masei sistemului de susținere.

Pentru folosirea noului sistem de susținere, este necesară stăpînirea modului de calcul al susținerii, în condițiile existenței dilatărilor împiedicate, și — mai ales — respectarea cu strictețe a regimurilor de pornire și oprire ale cazanului, regimuri impuse de acest nou sistem.

În cele ce urmează sînt prezentate principiile care stau la baza calculelor de rezistență specifice vaporizatoarelor, avînd înfășurarea în spirală, pentru noua soluție constructivă, cu unele referiri la metodologiile aplicate construcțiilor clasice (inițiale).

Calcule de rezistență a vaporizatorului

Modernizarea soluției constructive a vaporizatorului, care constă în introducerea pieselor profilate sudate între pereții membrană și benzile exterioare de susținere, a condus la necesitatea de a se elabora noi metode de calcul pentru dimensionările și verificările de rezistență a acestor structuri.

Soluția inițială

În soluția inițială, în care susținerea pereților spirală este asigurată prin suporți elastici de sarcină constantă și benzi de susținere în contact cu pereții membrană, dar fără legături rigide între pereți și benzi, există posibilitatea unor deplasări relative între cele două structuri, ceea ce permite evitarea unor eforturi termice datorită dilatărilor împiedicate.

Pentru acest tip constructiv, calculele de rezistență a pereților membrană au în vedere solicitările maxime ce apar la sarcina nominală a cazanului, în regim de funcționare staționar.

Tensiunile ce apar în țevile și membranele pereților se analizează în funcție de cele două categorii de solicitări : mecanice și termice.

Tensiuni datorate solicitărilor mecanice

Prin solicitări mecanice se înțeleg cele provenite din :

a — presiunea interioară a țevii ;

b — greutatea proprie (țevi, membrane) și suplimentară (bandaje, înveliș metalic, apă, cenușă, izolație, sarcini concentrate etc.) care se dezvoltă în plan vertical ;

c — presiunea gazelor din focar creată de suprapresiunea sau depresiunea de funcționare permanentă a cazanului sau de pulsațiile instalațiilor de ardere.

În funcție de aceste categorii de solicitări, se calculează separat tensiunile pe cele trei direcții : circumferențială (σ_t), longitudinală (σ_l), radială (σ_r) — în punctele importante ale țevii și membranei numerotate cu 1 . . . 8 în figura 4.

În ceea ce privește modul de stabilire a solicitărilor mecanice provenite din greutatea proprie și suplimentară a peretelui, trebuie subliniat faptul că pentru aceasta este necesară construirea diagramei de încărcări liniare N/m pe înălțimea vaporizatorului — figura 5.

Se constată că prezența suporților de sarcină constantă în zona pîlniei solicită la compresiune partea inferioară a peretelui și la tracțiune zona superioară a acestuia.

Tensiuni datorate solicitărilor termice create de diferențele de temperatură

Diferențele de temperatură iau naștere între :

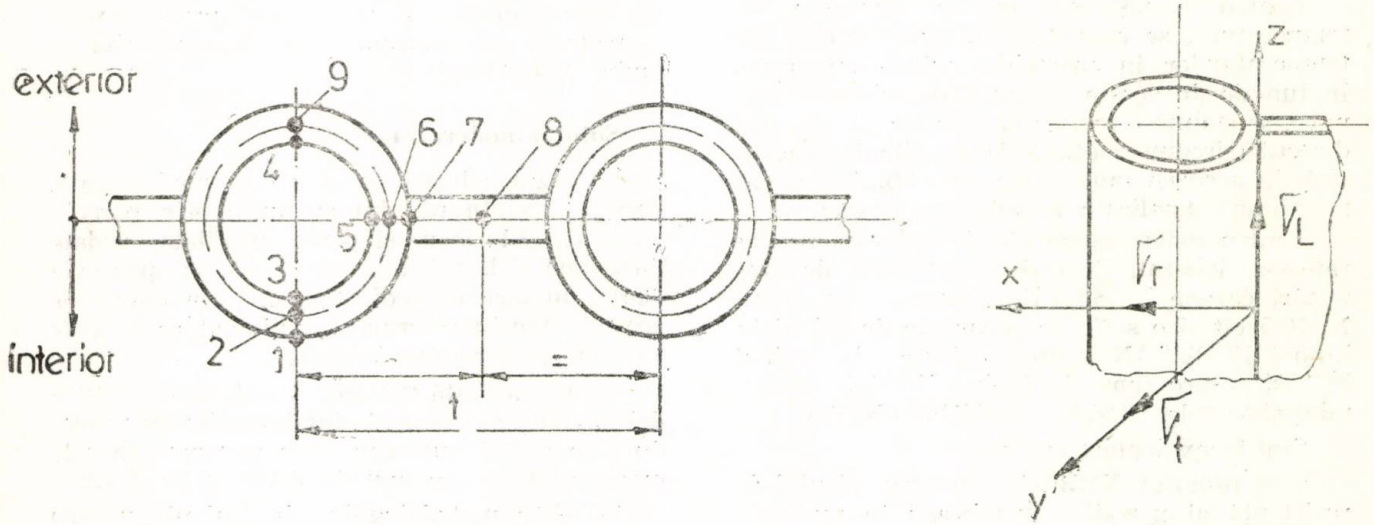


Fig. 4 Secțiune prin pereții membrană și vectorii tensiunilor termomecanice.

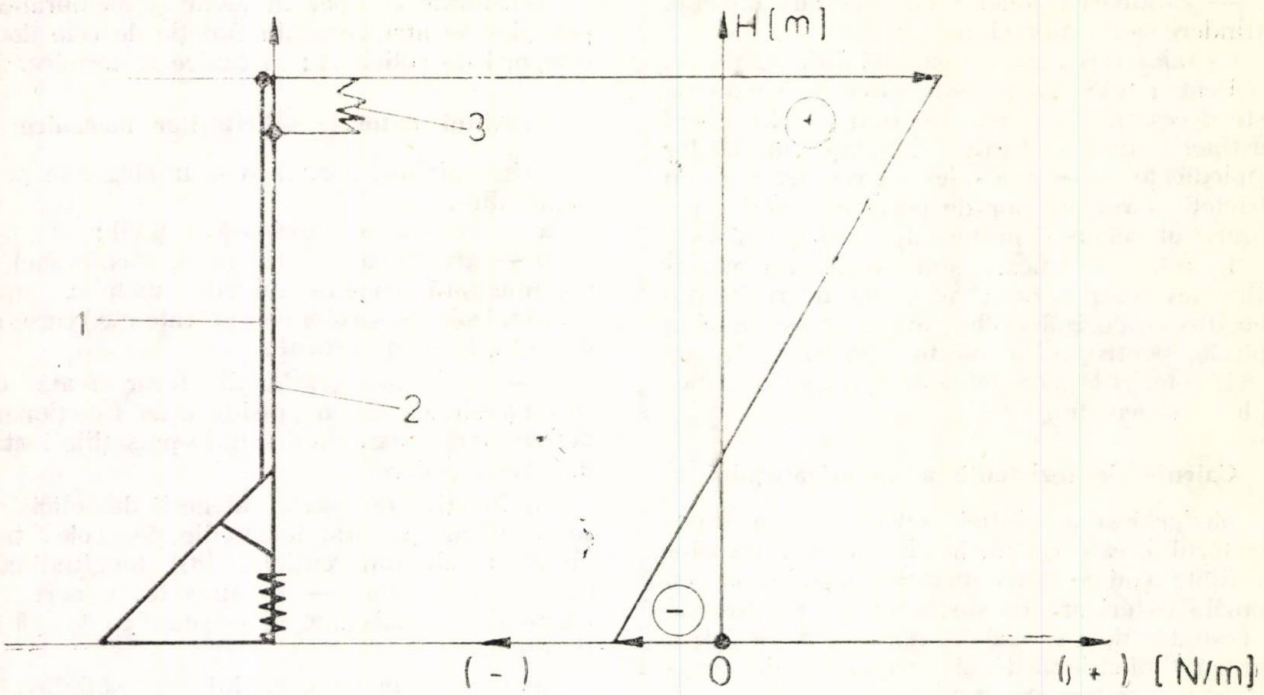


Fig. 5 Diagrama de încărcări verticale la vaporizatorul susținut cu suporți de sarcină constantă la partea inferioară.
1 — perete membrană ;
2 — benzi de susținere exterioară ;
3 — suporți de sarcină constantă.

a — fibra exterioară și cea interioară a peretelui țevii pe partea expusă fluxului termic (gradient de temperatură pe grosimea de perete între punctele 1 și 3) ;

b — fibra medie a peretelui expus radiației și fibra medie a peretului din izolație (perete încălzit pe o singură parte) între punctele 2 și 9 (fig. 4) ;

c — punctul de pe fibra medie a membranei situat la jumătatea pasului țevilor (punctul 8) și temperatura medie a țevii.

Pentru cunoașterea acestor diferențe de temperatură, se execută calculul distribuției temperaturilor în ansamblul țeavă-membrană. În funcție de aceste categorii de solicitări termice, se stabilesc tensiunile termice pe cele trei direcții (circumferențială, longitudinală și radială), în aceleași puncte ale ansamblului țeavă-membrană, analizate la solicitări mecanice.

Pentru toate categoriile de calcule enumerate s-a elaborat, în cadrul sectorului de proiectări cazane I.C.S.I.T.E.E., norma de calcul NDR 5 cît și o serie de programe de calcul în limbaj FORTRAN pentru sisteme de calcul FELIX și programe în limbaj BASIC pentru mini-sistemele CORAL și INDEPENDENT.

Sînt în exploatare curentă :

a — program NDR 50 — pentru calculul de rezistență al pereților membrană în țevi orizontale, la solicitări mecanice și termice — limbaj FORTRAN ;

b — program TOMA — NDR 5 — pentru calculul țevilor membrană, cu țevi verticale suspendate, la solicitări mecanice și termice — limbaj FORTRAN ;

c — program TMPMVMT — pentru calculul pereților membrană cu țevi verticale, la solicitări mecanice — limbaj BASIC ;

d — program TMPMONT — pentru calculul pereților membrană cu țevi orizontale, la solicitări mecanice — limbaj BASIC ;

e — program SOLO 20 — pentru distribuția temperaturilor și eforturilor termice corespunzătoare în ansamblul țeavă-membrană — limbaj FORTRAN.

Soluția modernizată

În cazul soluției constructive modernizate, pereții membrană sînt susținuți prin perechi de benzi exterioare și piese profilate sudate între țevi și benzi. În această soluție apar evidente dilatări împiedicate și, corespunzător acesora, tensiuni termice suplimentare față de varianta constructivă inițială.

Pentru această variantă constructivă, metodele analitice de calcul sînt înlocuite cu proceduri de calcul moderne, cum sînt metoda elementului finit sau metoda diferențelor finite.

În afara metodologiilor de calcul pentru reglimul staționar de funcționare, asemănătoare cu cele analizate anterior, noua soluție con-

structivă impune elaborarea unor analize de calcul deosebit de laborioase pentru regimurile tranzitorii (pornirea și oprirea cazanului).

Tensiuni datorate solicitărilor mecanice

De data aceasta analizele se efectuează în două zone distincte ale vaporizatorului :

— zona I, corespunzătoare ultimului rînd superior de arzătoare ;

— zona II, corespunzătoare nivelului superior al peretelui vaporizator (ieșirea din zona pereților spirală), unde solicitările mecanice în plan vertical înregistrează valori maxime, iar fluxurile termice au valori medii corespunzătoare distribuției fluxurilor rezultate din calculul zonal al focarului.

Diagrama de încărcări verticale are alura din figura 6, unde se constată că lipsa suporților de sarcină constantă la partea inferioară asigură ale încărcărilor la nivelele arzătoarelor, datorită slăbirii peretelui la aceste nivele.

Pentru noua construcție a vaporizatorului, prezentată schematic în figura 7, deosebit de importantă este stabilirea repartiției încărcărilor verticale între peretele membrană și benzile exterioare.

Din totalul forței F ce solicită pe verticală peretele, o parte din valoarea acesteia (F_w) se distribuie în planul țevilor, iar diferența (F_z) este preluată de benzile exterioare, astfel încît ambele elemente constructive (țevile și benzile extorioare) să realizeze aceeași deformație pe direcția forței F.

Cunoscînd că fiecare din cele două structuri are caracteristici de deformație diferite (mai elastice fiind țevile), se asimilează încărcarea peretelui unei scheme statice formate din două resorturi în paralel, cărora li se impun aceleași

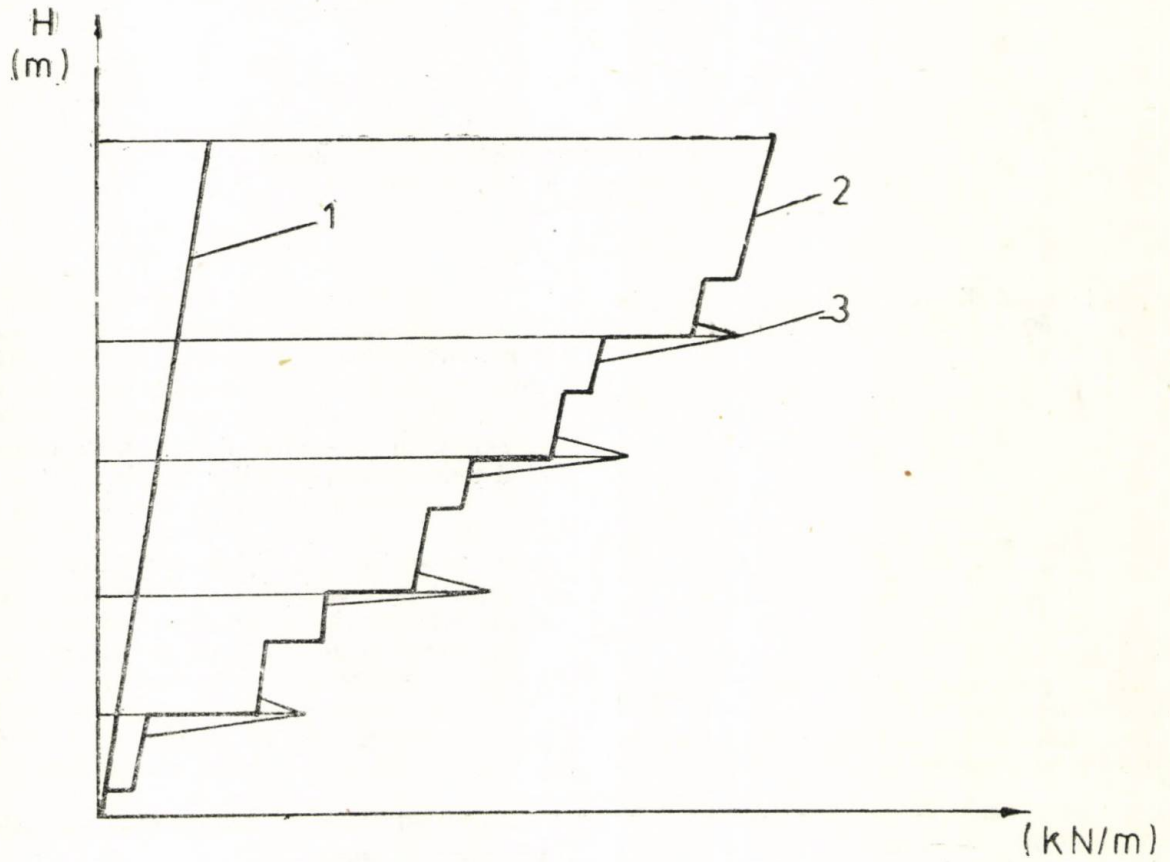


Fig. 6 Diagrama de încărcări verticale la vaporizatorul suspendat la partea superioară fără suporți de sarcină constantă.
1 — încărcări verticale din greutate proprie ;
2 — încărcări suplimentare ;
3 — vîrfuri de solicitări în zonele slăbite ale peretelui.

numai solicitarea la tracțiune a peretelui, cu o creștere liniară pe verticală și cu valori mărite deformații sub o sarcină comună (forța totală F).

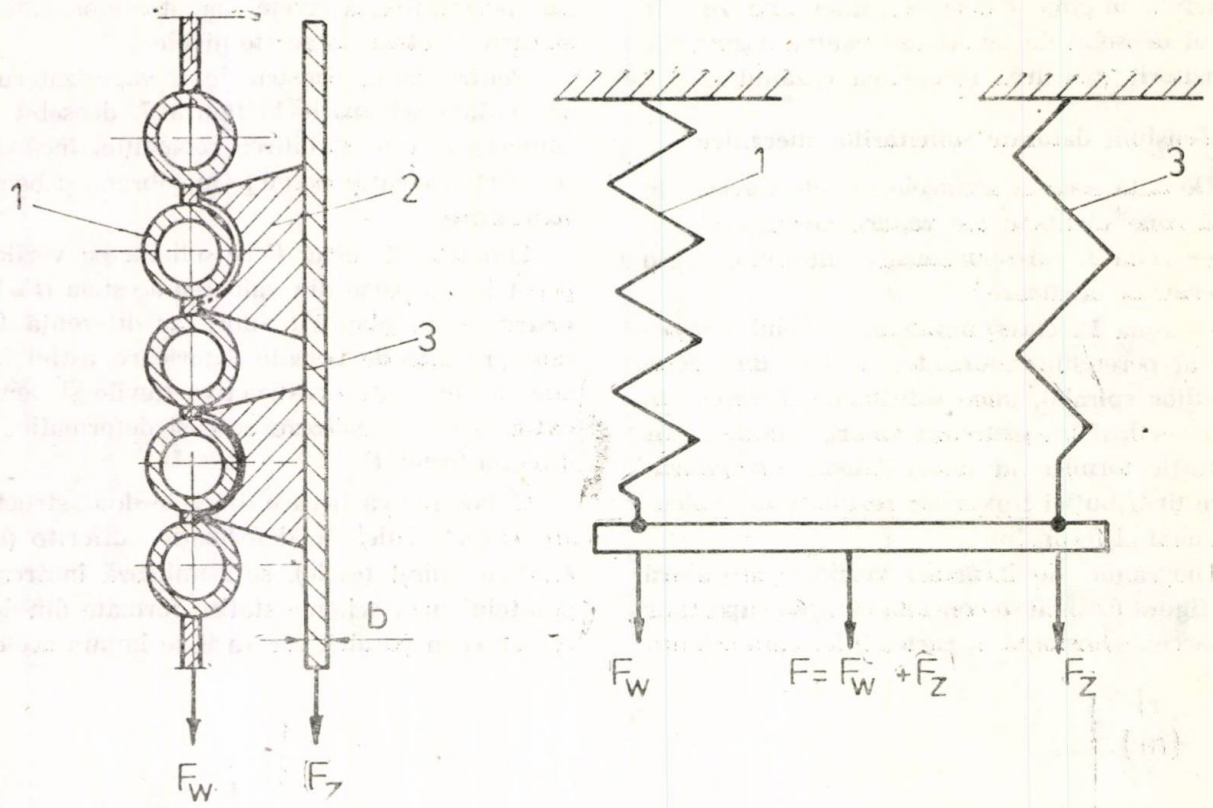


Fig. 7 Secțiune prin peretele membrană în soluție modernizată. Modelul de arcuri al deformațiilor.
1 — perete membrană ;
2 — piese profilate ;
3 — benzi exterioare.

În aceste condiții, rezultă pentru forțele F_w și F_z valori calculate cu relațiile :

$$F_w = \frac{F}{1 + \frac{A_z}{A_w} \cdot \frac{E_z}{E_w}} \text{ [kN]} \qquad (1)$$

$$F_z = \frac{F}{1 + \frac{A_w}{A_z} \cdot \frac{E_w}{A_z}} \text{ [kN]} \qquad (2)$$

în care :

F [kN] — forța totală — reprezentînd greutatea în plan vertical din perete;

F_w, F_z [kN] — forțele corespunzătoare greutăților din peretele membrană și respectiv benzile exterioare;

$A_z = 2 \times b \times h$ [mm^2] — secțiunea unei perechi de benzi exterioare;

b [mm] — grosimea benzii ;

h [mm] — lățimea benzii;

$Aw = S_e \times T_z$ [mm^2] — secțiunea peretelui membrană;

S_e [mm] — grosimea ehivalentă a țevii din peretele membrană stabilită conform diagramelor din figura 8;

T_z [mm] — pasul perechilor de benzi exterioare;

E_w; E_z [N/mm^2] — modulele de elasticitate pentru peretele membrană și respectiv benzile de susținere.

Această distribuție a încărcărilor are loc în siutația în care între peretele membrană și benzile exterioare diferența de temperatură este nulă temperatura exterioară a peretului membrană este aceeași cu temperatura benzilor exterioare). În perioadele de pornire a cazanului, cînd temperatura pereților membrană (θ_w) este mai mare decît temperatura benzilor exterioare (θ_z), atunci diferența de temperatură între perete și benzi este pozitivă și sarcina verticală ce revine peretelui (F_w) se micșorează, urmînd ca benzile exterioare să preia această încărcare.

În diagrama din figura 9 se evidențiază permanenta redistribuire a încărcărilor dintre peretele membrană și benzile exterioare, în funcție de diferențele de temperatură $\Delta\theta$ dintre pereții membrană și benzile exterioare.

Tensiuni datorate solicitărilor mecanice și termice combinate

Distribuția temperaturilor în țevi, în piese profilate și în benzile de susținere reprezintă problema esențială pentru calculul tensiunilor termomecanice. Evaluarea prin calcul a acestor temperaturi se poate realiza numai prin metoda elementului finit, aplicîndu-se programul de calcul SAP 5, cu subrutine pentru calculul transferului termic.

Analizele tensiunilor termomecanice sînt elaborate pentru :

a — regimul staționar de funcționare, coresjunzător sarcinii nominale a cazanului ;

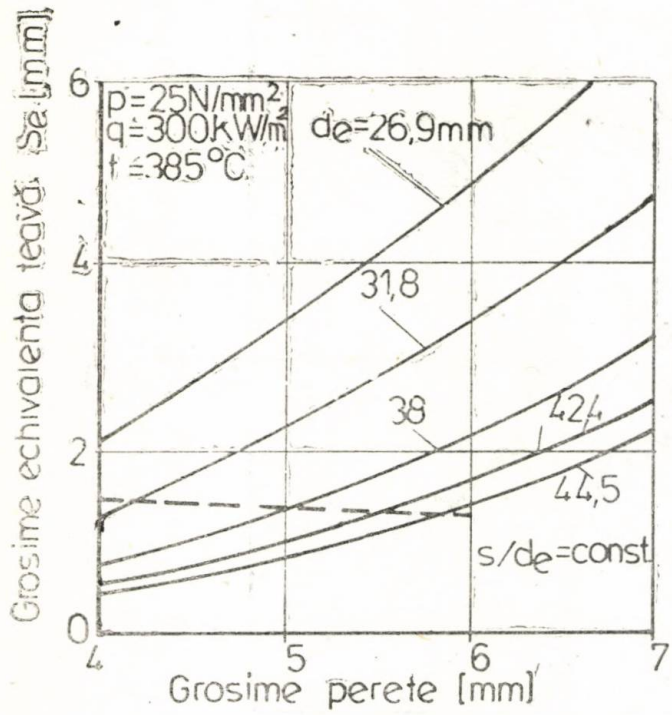


Fig. 8 Grosimea echivalentă a țevii din peretele membrană.

b — regimurile tranzitorii de funcționare, specifice perioadelor de pornire și oprire a cazanului.

Calculele în regim staționar s-au efectuat de către I.C.S.I.T.E.E. în colaborare cu catedra de rezistența materialelor din Institutul Politehnic București, unde există implementat și se poate executa programul de calcul SAP 5.

În soluția modernizată a vaporizatorului, s-au impus cu precădere analizele de **calcul în regimurile tranzitorii** (dinamice) ale cazanului, deoarece hotărîtoare pentru o funcționare sigură este menținerea unui control riguros asupra tensiunilor termice care se nasc între peretele membrană și benzile exterioare de susținere. Aceste tensiuni sînt condiționate de diferențe de temperatură între cele două elemente constructive din structura vaporizatorului.

În Europa, analizele de calcul în regim tranzitoriu sînt rezolvate de firma Babcock-R.F.G. în colaborare cu firma VDO-R.F.G., care dispun de programele de calcul necesare, avînd în dotare și configurațiile de sisteme de calcul cu care se pot executa programele.

Rezultatele calculelor în regimuri tranzitorii se prezintă sub forma diagramelor din figura 10.

Condițiile de rezistență pentru funcționarea sigură a vaporizatoruli impun să nu existe intersecții între curbele C, D, E și curbele A sau B

Aceasta înseamnă că regimurile de pornire și oprire de la rece sau de la cald, ca și variațiile de sarcină ale cazanului, trebuie să asigure permanent diferențele de temperatură admise între peretele membrană și benzile de susținere, la valori citite pe curbele A (cele mai apropiate de axa absciselor).

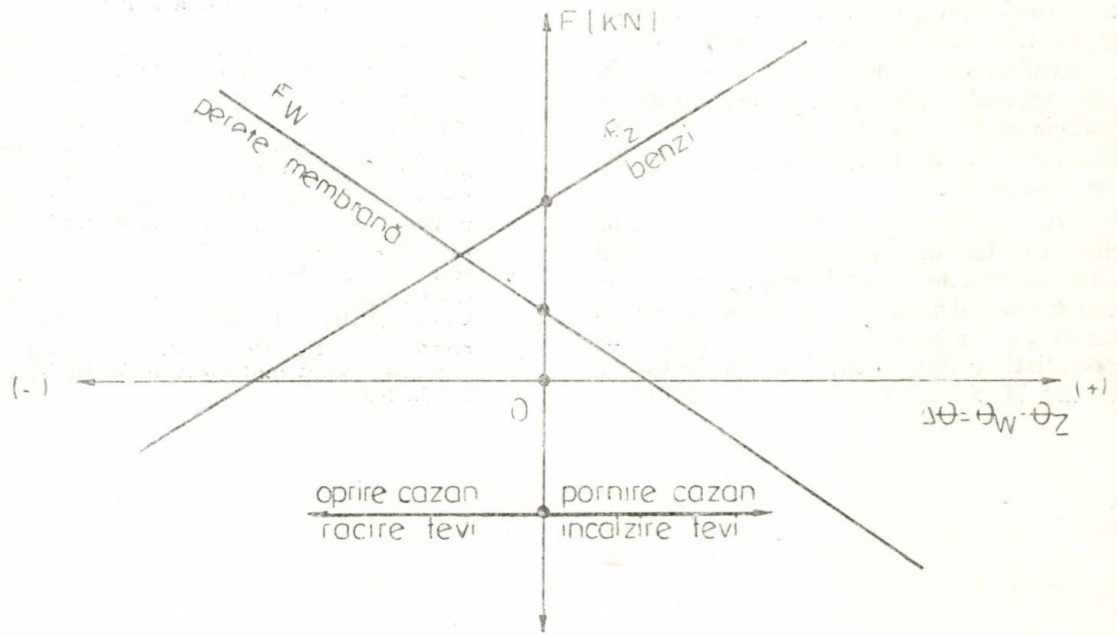


Fig. 9 Distribuția încărcărilor verticale pe pereții membrană și benzile exterioare, în regimurile tranzitorii.

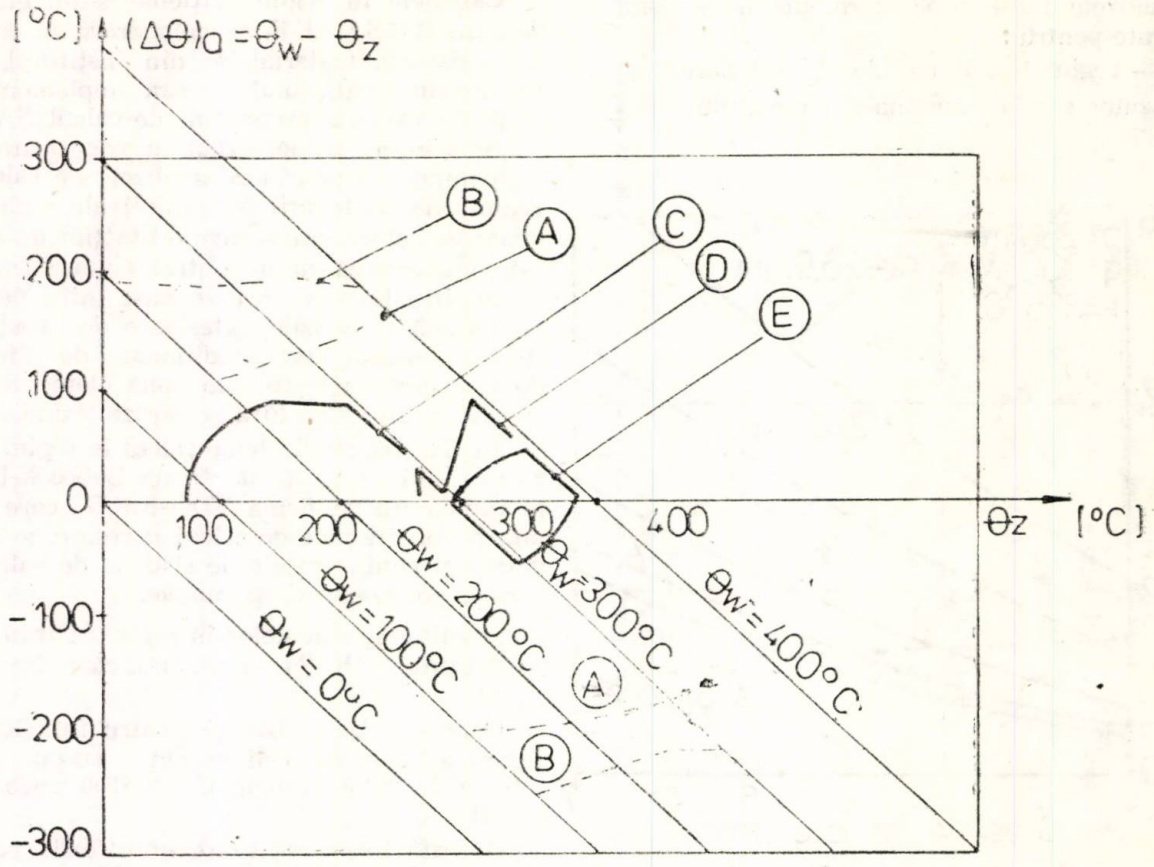


Fig. 10 Diferențele de temperaturi admise între pereții membrană și benzile exterioare.
A — curbe pentru țevi;
B — curbe pentru benzi;
C — pornire la rece;
D — pornire la cald;
E — variații de sarcină

Pentru cunoașterea permanentă a temperaturilor peretelui membrană și a benzilor exterioare de susținere este necesar să existe, în camera de comandă, aparatura corespunzătoare pentru indicarea și înregistrarea acestor valori, iar funcționarea cazanului să fie asigurată numai în regim automat.

În cele de mai sus au fost prezentate doar principiile care stau la baza analizelor de calcul pentru dimensionările de rezistență ale soluției modificate (modernizate) de vaporizator, detalii asupra procedurilor de calcul urmînd a fi solicitate specialiștilor din sectorul de proiectare a cazanelor din I.C.S.I.T.E.E.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Măldărescu, T.*: Tipizarea calculelor de rezistență pentru pereți membrană cu țevi verticale. ICSITEE București, 1980.

[2] *Măldărescu, T.*: Program de calcul pentru calculul de rezistență al pereților membrană cu țevi orizontale, ICSITEE, București, 1982.

[3] *Epure, A.*: Program de calcul pentru solicitări termice locale în pereții membrană, ICSITEE, București, 1986.

[4] *Mair, R., Bischet, T., Haneke, R., Laiv*: Fortschrittliche Berechnungsverfahren für Membranwände, BABCOCK, R.F.G., Ediția 1989.

[5] *Martin, H.*: Die Unterstützung Schraubenförmig, berohrter Verdampferwande, BABCOCK, R.F.G., Ediția 1981.

CZU : 621.181.004.68 : 662.6

Adaptarea cazanului de 42^0 th, 137 bar, 54^0 °C, pe lignit, pentru funcţionarea exclusivă pe păcură

Ing. Vladimir **GHEORGHICESCU**, ing. Francisc **SZABO** – I.C.S.I.T.E.E. Bucureşti

Cazanul de 420 t/h, 137 bar, 540°C (combustibil-lignit) a fost proiectat pentru echiparea centralelor electrice de termoficare dotate cu grupuri de 50 MW.

Întrucît acest cazan a fost prevăzut să echipeze şi C.E.T. Bucureşti — Progresul, modificat pentru funcţionare pe gaze naturale şi în cazuri deosebite pe păcură, I.C.S.I.T.E.E. a efectuat modificarea proiectului astfel încît să fie posibilă o revenire ulterioară la funcţionarea pe lignit.

Modificările la cazan, în această primă etapă, au constat în principal din :

— eliminarea instalaţiei de preparare şi ardere a lignitului ;

— înlocuirea deschiderilor de pe vaporizator pentru arzătoarele de praf şi prelevare gaze, cu panouri de pereţi membrană ;

— eliminarea grătarului de postardere şi a instalaţiei de evacuare zgură şi cenuşă ;

— închiderea pîlniei focarului cu o pîlnie betonată închisă cu zăvor hidraulic ;

— prevederea recirculării de gaze de ardere la pîlnia focar pentru menţinerea unui regim termic şi gazodinamic pe circuitul de gaze din cazan cît mai aproape de situaţia funcţionării de lignit ;

— suplimentarea cu încă patru arzătoare mixte pe gaz-păcură ;

— eliminarea electrofiltrelor şi înlocuirea cu canale din tablă.

Cu aceste modificări minime, au fost puse în funcţiune cazanele de la C.E.T. Bucureşti — Progresul, constatîndu-se apariţia următoarelor probleme :

— vibraţii ale cazanului la funcţionarea pe gaze naturale ;

— temperatură scăzută a gazelor la coş.

În vederea stabilirii cauzelor vibraţiilor, s-au efectuat măsurări la diferite sarcini de funcţionare a cazanelor şi excese de aer, constatîndu-se apariţia fenomenului de „rezonanţă", ca urmare a suprapunerii pulsaţiilor instalaţiei de ardere, la anumite regimuri, peste frecvenţa proprie de vibraţie a focarului.

Prin modificări în geometria unor componente ale instalaţiei de ardere (la deflectoarele arzătoarelor), s-a acţionat asupra frecvenţei pulsaţiilor eliminîndu-se posibilitatea ca acestea să fie identice cu frecvenţa proprie a focarului şi implicit s-a eliminat fenomenul de rezonanţă.

În ceea ce priveşte temperatura scăzută a gazelor de ardere la coş, aceasta a fost parţial corectată (crescută) prin utilizarea recirculării de gaze de ardere în focar şi prin utilizarea caloriferelor (preîncălzitoare de aer cu abur) pentru creşterea temperaturii aerului la intrarea în PAR.

Cu toate aceste măsuri, datorită unor neetanşeităţi mari la preîncălzitoarele de aer rotative, nu s-a atins un nivel corespunzător de temperatură la coş pentru a permite funcţionarea pe păcură cu sulf mult, ceea ce a necesitat continuarea acţiunii de adaptare a acestor cazane pentru trecerea la funcţionarea pe noul combustibil.

Cea de a doua etapă de modificări, cu aplicare la cazanul nr. 7 de 420 t/h, de la C.E.T. Drobeta Turnu Severin, a constat în următoarele :

— reducerea suprafeţei de schimb căldură a economizorului cu circa 50%;

— mărirea suprafeţei de schimb de căldură a supraîncălzitorului nr. 1 pentru realizarea temperaturii aburului viu ;

— înlocuirea umpluturii preîncălzitoarelor de aer rotative cu o umplutură cu eficienţă şi suprafaţă mai redusă ;

— prevederea unui by-pass cu o capacitate de circa 30% pe partea de aer a preîncălzitoarelor de aer rotative, pentru reducerea cantităţii de aer trecute prin acestea, cu posibilitatea de reglaj a acestui debit ;

— dublarea numărului ventilatoarelor de recirculare gaze, în vederea creşterii siguranţei în exploatare, ca urmare a funcţionării cazanului exclusiv pe păcură vîscoasă ;

— mărirea temperaturii la ieşirea din caloriferul de aer cu abur la 90°C, prin utilizarea aburului de 10 ata.

Ca urmare a acestor măsuri au rezultat, pe bază de calcule, următoarele :

— temperatura gazelor la coş se menţine peste valoarea de 180°C la toate sarcinile, realizîndu-se totodată temperatura aburului viu la sarcina de 60%;

— la sarcina de 100% recircularea de gaze de ardere pe focar are valori de 3 . . . 5%;

— realizarea unei temperaturi a gazelor la coş de circa 170°C, în condiţiile funcţionării fără PIP-uri ; în acest caz sarcina maximă ce poate fi realizată este de 80% din sarcina nominală, folosindu-se o recirculare de gaze de ardere pe focar de 7. . . 10% ;

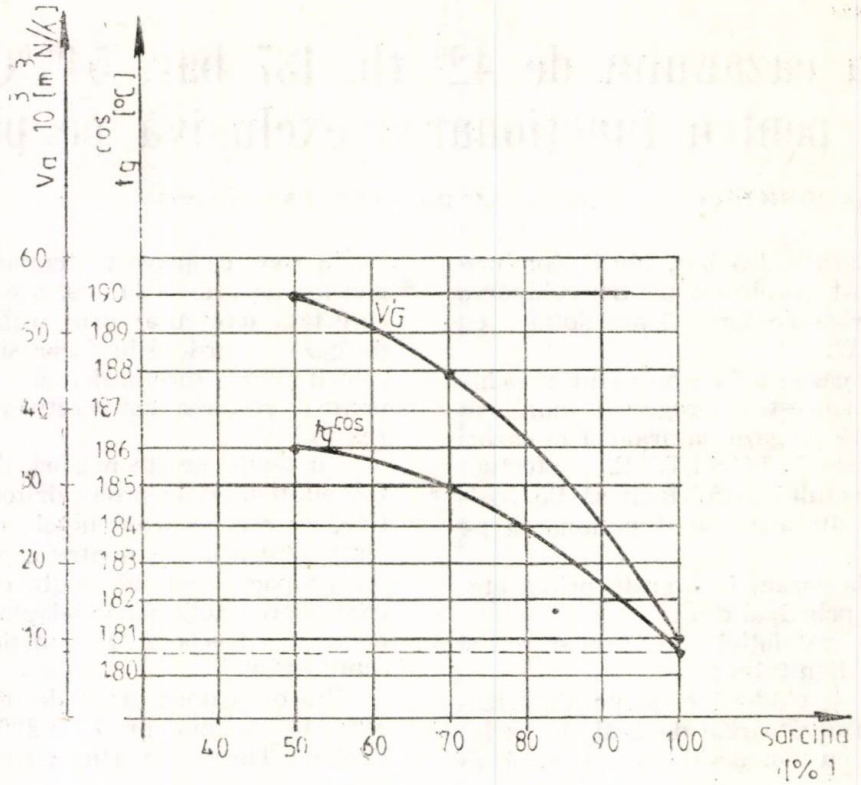


Fig. 1

— realizarea la acest cazan, proiectat pentru lignit, a unui randament de 90 . . . 91%.

În diagrama din figura 1 este prezentată variația debitului de gaze de recirculare și a temperaturii gazelor la coș funcție de sarcina cazanului (după calculele efectuate).

Avînd în vedere cele arătate mai înainte, se consideră că prin modificările aduse, cazanul de 420 t/h ; 13,7 bar ; 540°C proiectat pentru funcționarea de lignit, va putea funcționa exclusiv pe păcură STAS 51—83 cu un conținut maxim de sulf de 3,5%, în condiții de deplină siguranță și cu un randament corespunzător.

Cu toate acestea soluția de transformare constituie un caz forțat și față de un cazan de aceiași parametri proiectat pentru funcționarea pe păcură, prezintă următoarele inconveniente :

— consum sporit de metal atît la partea sub presiune (prin menținerea dimensiunilor focarului de la cazanele pe lignit), cît și la partea fără presiune (cadru metalic, canale de aer și gaze etc.) ;

— randament mai scăzut față de cazanele proiectate pentru funcționarea pe păcură ;

— puteri instalate pe cazan mai mari decît cele necesare unui cazan funcționînd pe păcură.

CZU : 621.182.93

Regimuri tranzitorii de funcţionare a cazanelor energetice: pornirea rapidă o unui cazan de 105 t/h, 17 bar, 250 °C

Ing. Horia **ȘIMAN**, ing. Radu **FLORESCU**, ing. Gheorghe **ILIESCU** – I.C.S.I.T.E.E. București

Problematica regimurilor tranzitorii de funcționare a cazanelor, respectiv pornirea rapidă la care se referă lucrarea de față, a apărut stringent la noi în țară la un combinat chimic, unde se solicită echiparea centralei sale termice cu instalații de cazane capabile să pornească rapid, astfel încît să atingă parametrii nominali în maximum 20 minute.

Se menționează că la această unitate nu se admite, în nici o situație, întreruperea alimentării cu abur.

Instalația experimentală

Ținînd seama de parametrii aburului solicitați prin tema de proiectare (D_{ab} = 150 t/h, T_{ab} = 280°C, p_{ab} = 17 bar), I.C.S.I.T.E.E. a efectuat experimentări de pornire rapidă pe un cazan de 105 t/h, 250°C, 17 bar, din producția curentă a Întreprinderii „Vulcan", montat într-o centrală electrică de termoficare, dotat cu prize și aparatură suplimentară de măsură a unor parametri (temperatură fibră interioară — fibră exterioară perete metal tambur superior, dilatări elemento sub presiune, temperatură gaze arse în zona supraîncălzitorului), care să permită urmărirea comportării cazanului în condiții de solicitări deosebite la care este supus în cazul pornirii rapide.

Experimentări

În funcție de posibilitățile reale de disponibilitate ale cazanului, I.C.S.I.T.E.E., a efectuat următoarele probe :

— pornirea de la „rece" ;

— pornirea de la „cald" — 5 bar cu foc în cazan ;

— pornirea de la minimul tehnic ;

— pornirea de la „cald" — 11 bar cu foc în cazan ;

— oprirea de la „cald".

Pornirea rapidă a cazanului s-a făcut conform unor instrucțiuni elaborate de I.C.S.I.T.E.E. — sector proiectare cazane, iar, pe baza unei analize complexe pe calculator, s-au stabilit gradiente maxime admisibile ale unor parametri în timpul regimurilor tranzitorii, pentru o deplină securitate a instalației de cazan (viteze maxime admise de metalul tamburului superior, respectiv fibra interioară — fibra exterioară funcție de presiune, la încălzire și răcire, variația în timp a presiunii din tambur ș.a.).

Rezultate experimentale

Analizînd parametrii fluidelor de lucru (abur, păcură ,gaze de ardere) și variația temperaturii metalului tamburului în regim tranzitoriu, se constată următoarele, funcție de condițiile inițiale de pornire (de la „rece", de la „cald").

Pornirea de la cald (5 bar și 11 bar). Timpul real de pornire de la 5 bar a fost de 30 min., perioadă în care deși au declanșat unele arzătoare, datorită inerției termice a zidăriei cazanului (în stare caldă de la pornirea anterioară), scăderea aportului caloric al păcurii nu a influențat sensibil parametrii aburului și temperatura metalului tamburului.

Timpul de pornire al cazanului de la 11 bar a fost de 9 min., variația reală a parametrilor apropiindu-se de cea teoretică, cu precizarea că prelungirea timpului real de pornire față de cel teoretic este determinată de posibilitățile practice de pornire ale arzătorului.

Pornirea de la rece. Față de situația teoretică (de calcul) în care s-a presupus un regim cvasistaționar de pornire, situația reală diferă sensibil, cauzele principale fiind ipotezele de calcul și evenimentele neprevăzute apărute pe parcurs. Deoarece, în calculul teoretic, s-a considerat că întreaga căldură utilă este preluată de sistemul vaporizator, timpii minimi admisibili de pornire au rezultat numai din considerente de rezistență a metalului tamburului superior și a îmbinărilor mandrinate; avînd în vedere faptul că soluția constructivă a cazanului este cu vatră de zidărie refractară, apare o altă repartiție a căldurii utile, ce duce — în final — la diferențe sensibile între curbele reale și cele teoretice, în sensul creșterii timpilor reali de pornire.

Pe de altă parte, în afara unor rateuri de pornire a unor arzătoare sau a „căderii" acestora pe parcursul probelor, ce influențează sensibil și rapid parametrii aburului și gradientului de temperatură în metalul tamburului, s-a ivit problema protejării supraîncălzitorului în timpul în care acesta este nerăcit ($p_t < 3$ bar), perioada cînd T_g nu trebuie să depășească 500°C, situație ce prelungește timpul de pornire cu circa 15%.

Pornirea de la „rece", avînd ca parametri inițiali ai apei în tambur : $t = 104$°C (apa din degazor) și $p = 1$ ata, s-a realizat în 1h și 30 min. cu precizările de mai sus.

În toată această perioadă, gradientul de temperatură în peretele tamburului a variat între 0,6 grd/min. și 3,6 grd/min. valori sub limitele periculoase de 3 grd/min. — 8 grd./min., funcție de presiune (conform calculelor teoretice).

Concluzii

1. Pornirea de la „cald" în varianta 5 bar, s-a realizat în 30 minute cu următoarele observații :

a) în momentul pornirii, cazanul era în stare caldă (după funcționare) ;

b) în situația în care menținerea cazanului în stare caldă se face cu abur străin, timpul de pornire va crește față de situația avută la experimentări, avînd în vedere inerția termică a înzidirii, a vetrei cazanului și a ambrazurilor arzătoarelor, deci nici această variantă nu poate fi luată în considerare.

2. Pornirea de la „cald" cu abur străin de 11 bar (sau de presiune mai ridicată) se consideră că se poate încadra în timpul solicitat de beneficiar (20 min.) avînd în vedere atît timpul de pornire obținut la experimentări (9 min.), cît și faptul că întreg sistemul vaporizator se

află aproape de temperatura corespunzătoare aburului saturat la presiunea respectivă (la 11 bar — 186°C).

Se recomandă ca introducerea aburului străin să se facă după ce cazanul a ajuns la parametri corespunzători acestuia prin aprinderea focului, pentru a se evita „loviturile de berbec" în țevi și în tamburul inferior.

În perioada în care cazanul nu funcționează cu foc, supraîncălzitorul va fi izolat (uscat).

3. Pornirea de la „rece" nu poate fi (în nici un caz) considerată ca variantă posibilă pentru C.T. de siguranță de la Turnu Severin datorită particularităților constructive și funcționale ale cazanului, care nu permit realizarea timpului de maximum 20 minute.

În această situație se impune pornirea din stare caldă.

4. Instalația de ardere a cazanului trebuie întreținută în perfectă stare de funcționare, orice rateu la aprindere prelungind corespunzător perioada de pornire.

5. Întrucît, în urma analizării rezultatelor experimentărilor, s-a ajuns la concluzia că sînt necesare și modificări ale cazanului față de cel pe care s-au efectuat probele (T_{ab} = 280°C față de 250°C, sistem de introducere a aburului străin, depresiune în focar față de suprapresiune, arzătoare suplimentare de pornire cu motorină) timpii reali de pornire se vor stabili cu ocazia punerii în funcțiune a primului cazan modificat la Turnu Severin.

CZU : 662.95

Arzătoare de gaze cu presiune redusă şi aer preîncălzit

Ing. Vasile **POPAN**, ing. Laurențiu **RETEGAN**, subing. Vasile **BANABIC**, subing. Sandor **TUROS** – I.C.S.I.T.E.E. București

Asimilarea unor arzătoare de gaze cu presiune redusă și aer preîncălzit, destinate focarelor de dimensiuni reduse, a pus cîteva probleme ce au fost rezolvate în cadrul cercetărilor pe stand efectuate în vederea omologării cazanelor cu fluid diatermic (CIFDA).

Încercînd extinderea unei soluții de arzător tip AMAG la aceste cazane, s-au obținut performanțe de ardere corespunzătoare, pentru temperaturi ale aerului la intrare de pînă la 100°C.

La depășirea temperaturii de 100°C au apărut următoarele aspecte :

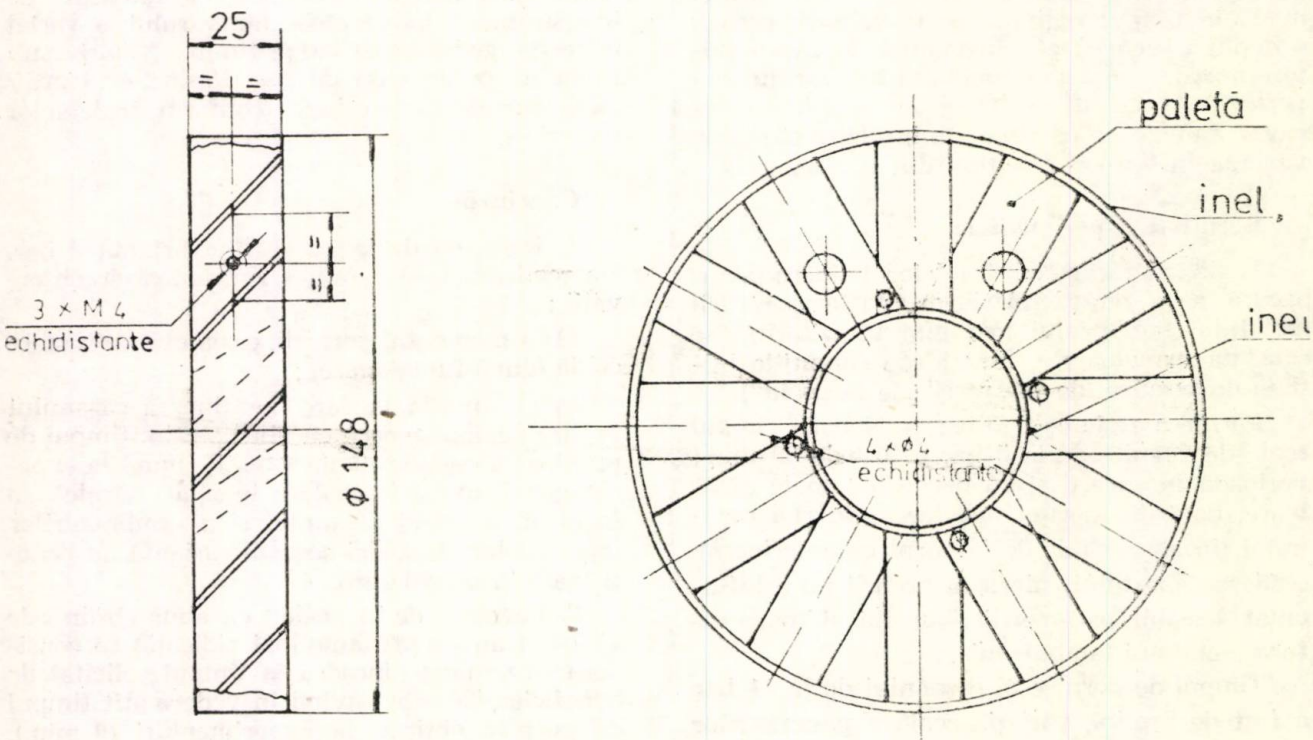


Fig. 1 Turbionator.

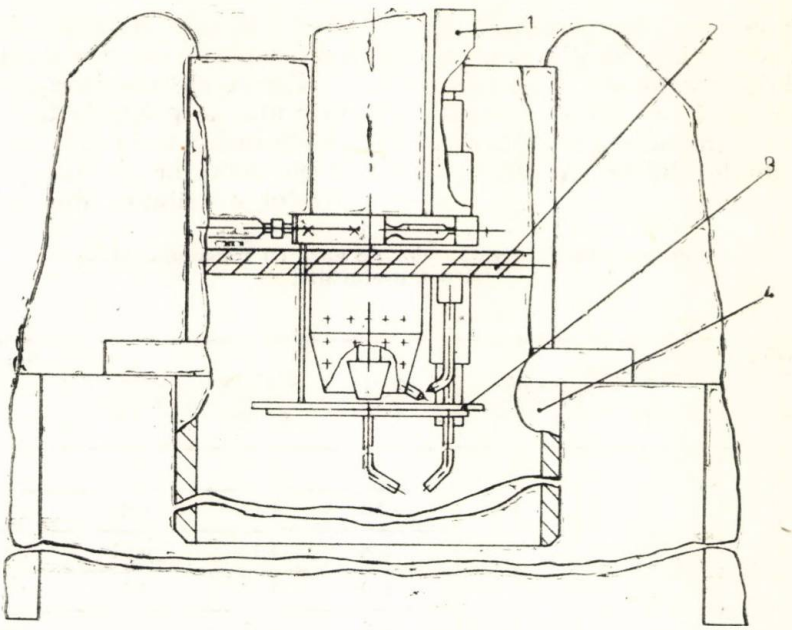


Fig. 2 Arzător.
1 — distribuitor ; 2 — turbionator ; 3 — deflector ; 4 — gură de ardere

— creșterea presiunii în focar ;
— subțierea flăcării și alungirea, continuîndu-se arderea în afara focarului ;
— îndepărtarea flăcării de gura de ardere, iar la sarcină nominală ruperi de flacără ;
— înrăutățirea performanțelor de ardere (CO în gazele arse $\geqslant 0{,}5\%$).

Creșterea temperaturii aerului de ardere duce la mărirea volumului acestuia, astfel că la o creștere pînă la 180°C (temperatura aerului la sarcină nominală), creșterea de volum și de viteză este de pînă la 66%. Soluția clasică de arzător a corespuns pînă la o creștere cu 1/3 a vitezei față de starea aer rece, dar nu și pentru

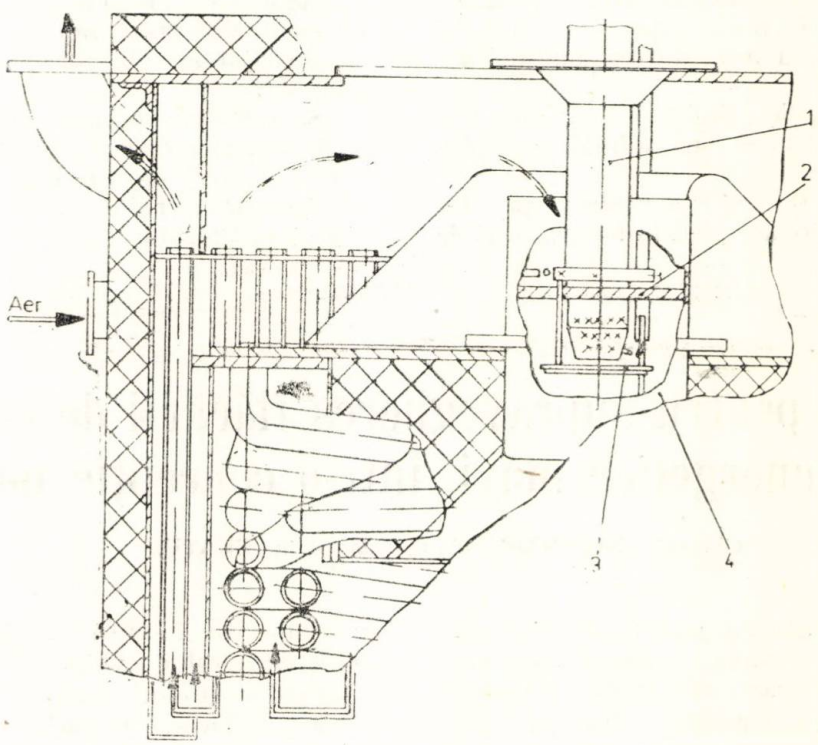


Fig. 3 Arzător de gaz montat pe CIFDA 465.
1 — distribuitor de gaz ; 2 turbionator ; 3 — stabilizator ; 4 — gură de ardere ; 5 — cazan.

creșterea în continuare a temperaturii. În timpul probelor s-a recurs la o soluție prin care s-a extins domeniul de funcționare pentru creșteri ale temperaturii pînă la 200°C. Soluția adoptată a constat în introducerea unui turbionator în fața distribuitorului de gaz (fig. 1 și fig. 2).

200°C, la care arderea a fost încă perfectă cu coeficienți de exces $\alpha = 1{,}05$.

Zgomotele caracteristice datorate unui număr mic de palete la turbionatorul utilizat (12 palete înclinate la 45°) au fost înlăturate printr-un deflector de diametru redus, plasat la nivelul distribuitorului de gaz, pe care s-a

Performanțele arzătoarelor de gaze cu presiune redusă și aer preîncălzit

Tabelul 1

	Sarcina termică		Debit [Nm³/h]	Temp. aer [°C]	Coef. de exces de aer	Oxod de carbon [%]	Dimensiunile flăcării [mm]	
	[%]	[kW]					lungime	diametru
1	100	570	57	20	1,15	0,04	1400	500
2				50	1,12	0,04	1400	530
3				100	1,12	0,04	1400	560
4				150	1,07	0,03	1300	580
5				180	1,05	0,03	1300	600
6	80	460	46	20	1,16	0,04	1100	500
7				100	1,12	0,04	1100	580
8				180	1,07	0,04	1100	450
9	50	260	26	20	1,18	0,04	800	300
10				100	1,15	0,04	800	330
11				160	1,10	0,04	800	350

Efectele au fost următoarele :

— creșterea diametrului flăcării, lucru datorat faptului că turbionarea intensă a dus la umplerea completă a focarului cu amestec aer — gaz ;

— s-a înlăturat desprinderea și ruperea flăcării datorită penetrației longitudinale a jetului din prima variantă ;

— stabilitatea flăcării s-a păstrat pe tot domeniul de funcționare pînă la temperaturi de stabilizat și flacăra. Amplasarea deflectorului de stabilizare, precum și montarea arzătorului pe cazan sînt prezentate în figura 3.

Rezultatele obținute sînt prezentate în tabelul 1.

Se remarcă variația dimensiunilor flăcării și în special reducerea substanțială a coeficientului de exces de aer, în raport cu creșterea temperaturii aerului, precum și cu sarcina termică a arzătorului.

CZU : 621.182.2 : 614.841.34

Detectoare pentru supravegherea flăcării de cărbune-praf în cazane energetice mari, într-o concepție nouă

Ing. Eugen **SLAVOV**, ing. Gheorghe **NICHIFOR**, subing. Constantin **BRATU**, subing. M. **PAVEL** – I.C.S.I.T.E.E. București

Pentru supravegherea unei flăcări de cărbune din focarele cazanelor energetice mari sînt necesare detectoare, atît pentru domeniul vizibil cît și pentru domeniul infraroșu.

Pentru detectarea spectrului de radiații al unei astfel de flăcări, se pot utiliza fotoelemente de tip parametric, cum sînt fotodiodele, fototranzitoarele, fotorezistențele sau fotoelemente de tip generator (celulele fotovoltaice).

Pentru studiul domeniului spectral de radiație al flăcării de cărbune, al frecvenței și amplitudinii de pîlpîire a flăcării, s-au realizat detectoare cu răspuns cît mai liniar cu iluminarea, pentru comoditatea prelucrării semnale-

lor. Drept fotoelemente s-au utilizat fotodiode și fototranzistoare.

Fotodiodele utilizate în domeniul de polarizare inversă au curentul invers direct proporțional cu nivelul de iluminare, într-un domeniu de iluminare de pînă la 10 klx, iar intervalul spectral, pentru care fotodioda prezintă o sensibilitate de cel puțin jumătate din sensibilitatea maximă, este cuprins între 620 ... 970 mm.

Fotodiodele au fost prevăzute cu o lentilă care le asigură o bună sensibilitate și o caracteristică de directivitate mai pronunțată, necesară pentru măsurări cantitative de iluminare.

Fototranzistoarele sînt asemănătoare fotodiodelor, ca mod de operare, dar cu o sensibilitate de pînă la 500 ori mai mare, cu un raport semnal-zgomot asemănător fotodiodelor. Ele au fost utilizate la detectoarele de flacără pentru iluminări slabe.

S-au realizat două tipuri de detectoare : unul analogic, cu conversie intensitate luminoasă-curent (2 ... 10 mA), și altul numeric, cu conversie intensitate luminoasă-impulsuri modulate în durată.

un curent (2 mA ... 10 mA) liniar cu iluminarea.

Adaptorul este alimentat cu o singură tensiune de + 12 V. Utilizîndu-se amplificatoare operaționale, a fost necesară introducerea unui bloc de alimentare ce conține un stabilizator dual cu masă flotantă, pentru a asigura două tensiuni de alimentare (+ 8 V, — 4 V).

În figura 2 este prezentată schema electrică de principiu a detectorului de iluminare, din detectorul de flacără tip analogic cu fototranzistor.

Se notează cu :

U_1 — tensiunea din colectorul fototranzitorului ;
U_2 — tensiunea din emitorul fototranzitorului ;
U — tensiunea de referință.

Se impune ca : $U_1 - U_2 = K$ (constantă).

Se poate scrie expresia lui U_1 în două moduri :

$$U_1 = n_1 U_2 + n_2 U_r = U_2 + K$$

Prin identificare se obține : $n_1 = 1$ și $n_2 U_r = K$. Dacă și $n_2 = 1$, rezultă că $U_r = K$.

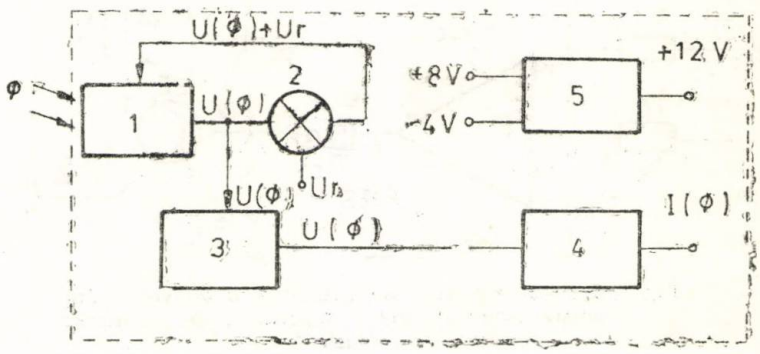


Fig. 1 Schema-bloc a detectorului analogic.
1 — fotoelement ; 2 — sumator ; 3 — circuit adaptor ; 4 — convertor tensiune-curent ; 5 — bloc alimentare.

Detectorul analogic

Pentru obținerea unui răspuns cît mai liniar al fotoelementului, într-o gamă cît mai largă de iluminare, s-a utilizat o schemă în care se asigură o polarizare constantă pe fotoelement, indiferent de fluxul luminos incident. Schema-bloc a detectorului analogic este prezentată în figura 1.

În funcție de fluxul de luminos $\varnothing$ incident pe aria fotosensibilă a fotoelementului **1**, apare la ieșirea acestuia tensiunea $U(\varnothing)$. Aceasta se aplică unui sumator **2**, care furnizează o tensiune de ieșire $U(\varnothing) + U_r$, unde U_r este o tensiune continuă, de referință. Astfel, fotoelementul **1** va fi polarizat cu o tensiune constantă U_r, ceea ce permite ca răspunsul $U(\varnothing)$ să fie proporțional cu iluminarea, într-o gamă largă de iluminări.

Prin intermediul circuitului adaptor de impedanță **3**, tensiunea $U(\varnothing)$ se aplică unui convertor de tensiune-curent **4**, care furnizează

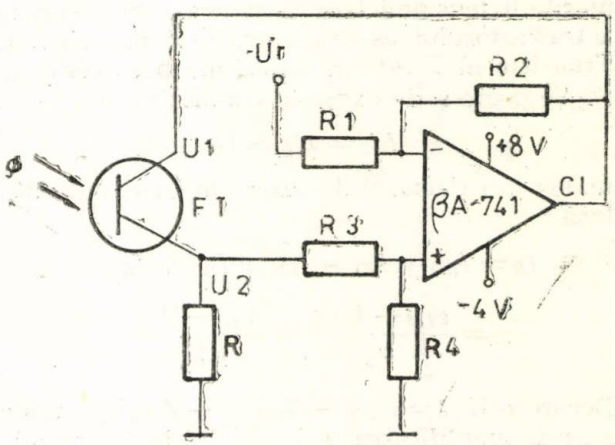


Fig. 2 Schema electrică de principiu a detectorului de iluminare.
FT — fototranzistor ; CI — amplificator operațional U_r — tensiunea de referință ; U_2 — tensiunea de ieșire.

Dacă rezistoarele se aleg astfel încît $n_1 = 1$ și $n_2 = 1$ rezultă $U_1 - U_2 = U_r$ (constantă).

Aceasta înseamnă că, în planul caracteristicii $I_c = f(U_{CE})$ a fototranzistorului, dreapta de sarcină va fi perpendculară pe axa tensiunii, astfel că la curenți mai mari de colector, provocați de iluminări relativ mari, se evită saturarea fototranzistorului (ceea ce ar provoca neliniarități importante). S-a obținut astfel un generator de curent comandat în flux luminos.

Pentru obținerea unei liniarități suficient de bune (mai mici de 2,5% neliniarități), s-a stabilit că tensiunea constantă, de referință, trebuie să fie cuprinsă între 0,7 V și 1,4 V.

În vederea unei transmisii la distanță prin cablu a informațiilor, protejate la perturbații, este necesară utilizarea unui convertor tensiune-curent.

În figura 3 este prezentată schema electrică de principiu a unui astfel de convertor.

Dacă A_0 este foarte mare, rezultă că U_{IN} tinde spre zero.

În acest caz, valoarea curentului de ieșire este dată de :

$$I_{ieș} \simeq \frac{e_{IN}}{R_O} + \frac{V_O}{R_1}$$

Al doilea termen este necesar pentru obținerea unui curent de control de 2 mA cînd semnalul e_{IO} este nul.

Pentru tensiunea de alimentare de + 12 V, s-a ales ca tensiunea maximă de intrare să fie $e_{IN\,max} = 3$ V. S-a ales R_0 astfel ca la ieșire să se obțină un curent de sarcină maxim de 10 mA.

Pentru adaptarea de impedanță dintre detectorul de iluminare și convertorul tensiune-curent, s-a interpus un adaptor care este format dintr-un repetor realizat cu un amplificator operațional.

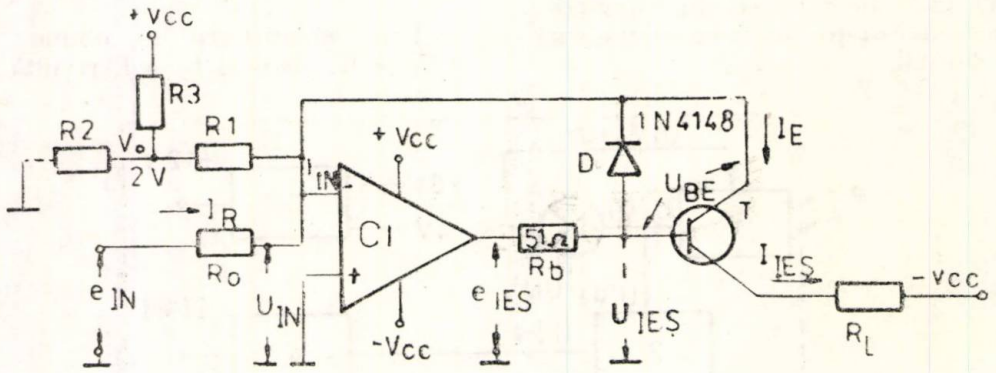


Fig. 3 Schema electrică de principiu a convertorului tensiune-curent. e_{IN}— tensiunea de intrare; V_0 — tensiune fixă (U_{R2}).

S-a ales o schemă de convertor tip Hardt, adapată, în care se utilizează un amplificator operațional, cu amplificare mare în buclă deschisă, pentru a reduce foarte mult efectele neliniarității tensiunii U_{BE} (tensiunea bază-emitor) a tranzistorului asupra curentului de colector. Tranzistorul **T** este în conexiune bază comună.

Se poate scrie expresia curentului de ieșire :

$$I_{ieș} = \alpha I_E \simeq I_E$$

unde $\alpha \simeq 1$ (factorul de curent în conexiune BC) Însă :

$$I_E = I_{RO} + I_{R1} - I_{IN} \simeq I_{RO} + I_{R1} =$$

$$= \frac{e_{IN} - U_{IN}}{R_O} + \frac{V_O - U_{IN}}{R_1}$$

Deoarece $U_{ieș} = U_{IN} - U_{BE} = -A_O U_{IN}$, unde A_0 este amplificarea în buclă deschisă a amplificatorului operațional, rezultă :

$$U_{IN} + A_O U_{IN} = U_{BE} \text{ adică } U_{IN} = \frac{U_{BE}}{1 + A_O}$$

S-au realizat două tipuri de detectoare analogice, utilizînd fototranzistor ca element fotosensibil denumit DAC—1T și altul cu fotodiodă, denumit DAC—1D.

Schemele electrice de principiu sînt asemănătoare, cu deosebirea că tensiunea inversă aplicată fotodiodei este mai mare decît cea aplicată fototranzistorului, respectiv valoarea rezistorului **R** din figura 2 este mai mare, pentru a se obține semnale comparabile cu cele două tipuri de fotodetectoare.

Detectorul numeric

Pentru obținerea unei caracteristici de conversie liniară a fotoelementului, într-o plajă cît mai largă de iluminare, s-a utilizat schema-bloc din figura 4.

În funcție de fluxul de iluminare ∅ incident pe aria fotosensibilă a fotoelementului **F**, apare la ieșirea amplificatorului **AF** o tensiune U_A proporțională cu iluminarea. Semnalul U_A este filtrat de filtrul trece — jos **FTJ**, obținîn-

du-se semnalul de comandă U_Z a monostabilului **MS**. Pentru o caracteristică $t = f(U_A)$ liniară, condensatorul **C** se încarcă cu un curent constant dat de **GCC**. Durata t a impulsurilor

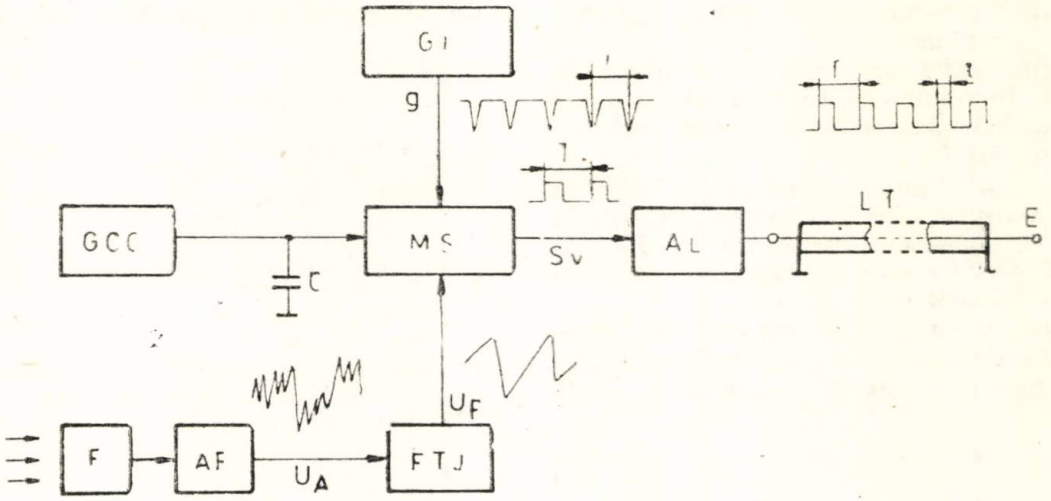


Fig. 4 Schema-bloc a detectorului numeric.
GI — generator de impulsuri ; MS — circuit basculant monostabil ; GCC — generator de curent constant ; F — fotoelement ; AF — amplificator de tensiune ; FTJ — filtru trece-jos ; AL — adaptor pentru linia de transmisie ; LT — linia de transmisie.

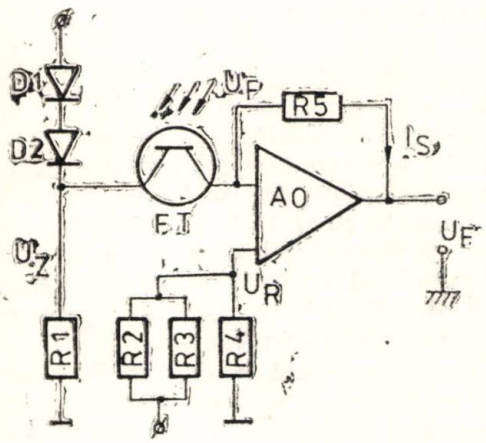


Fig. 5 Detector de iluminare.

S_V generate de **MS** este dată de timpul de încărcare și descărcare a condensatorului **C**. Impulsurile modulate în durată S_V sînt generate de **MS** comandat prin impulsurile ascuțite g cu perioada T furnizate de un generator de impulsuri **GI**. Semnalul S_V este adaptat la impedanța caracteristică liniei prin intermediul adaptorului **AL**. Impulsurile de ieșire E de perioadă T și durată t, modulate în durată, sînt aduse la dispozitivul de prelucrare printr-o linie de transmisie **LT**, formată dintr-un cablu ecranat.

În figura 5 este prezentată schema electrică de principiu a blocului detector de iluminare, din detectorul numeric cu fototranzistor (sau fotodiodă).

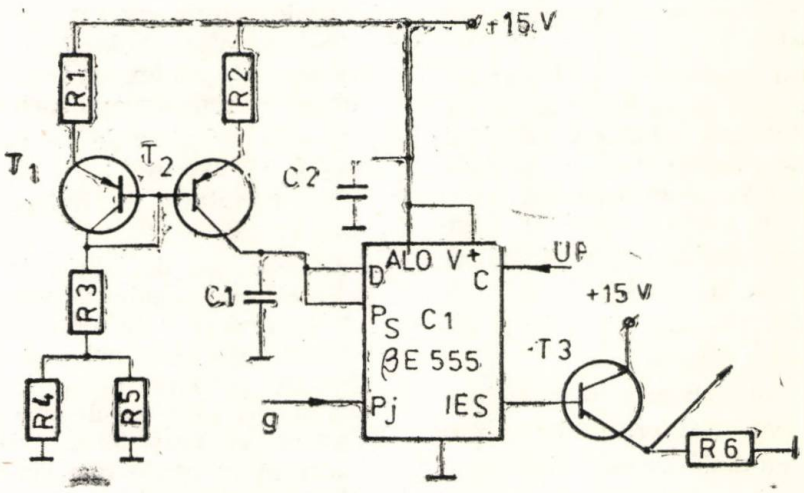


Fig. 6 Modulator liniar de impulsuri în durată.

Se observă că $U_R = U_F$ și în consecință $U_Z - U_F = \text{constant}$. Deci tensiunea U_{CE} aplicată fototranzitorului **FT** este constantă. Curentul prin tranzistor $I_C = F(\varnothing)$ va depinde linear de iluminare.

Se obține astfel un generator de curent comandat în flux luminos. Cu un amplificator operațional **AO** s-a obținut un convertor curent-tensiune la care $U_E = R_5 \cdot I_C$.

Pentru a se obține o caracteristică liniară a duratei impulsurilor $t = f(U_E)$ a monostabilului **MS** (fig. 5), s-a stabilit tensiunea de referință $U_R = 3$ V deci U_E este cuprins între 3 V și 11 V la o alimentare de + 15 V.

În figura 6, cu circuitul integrat **BE 555** în configurație de monostabil, s-a realizat un modulator liniar de impulsuri în durată. T_1 și T_2 formează un generator de curent constant pentru încărcarea condensatorului C_1, obținîndu-se astfel liniaritatea modulării. T_3 și R_6 formează un adaptor pentru impedanța liniei de transmisie **LT**.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Chiriacescu, M. ș.a.*: Cercetări pentru realizarea de detectoare de flacără adecvate supravegherii flăcării de praf de cărbune-lignit. Lucrare I.C.S.T.E.E. București, 1988.

[2] *Dogaru, I., Iosif, I.M.*: Circuite integrate liniare. Amplificatori operaționali. Editura militară, București, 1981.

[3] *Ionescu, G. ș.a.*: Traductoare pentru automatizări industriale, vol. I. Editura Tehnică, București, 1985.

[4] *Giugudean, M. ș.a.*: Circuite integrate liniare. Aplicații. Editura Facla, Cluj, 1986.

CZU 536.24

Schimbătoare de căldură cu gabarite reduse și transfer termic îmbunătățit

Ing. Vasile **POPAN**, ing. Laurențiu **RETEGAN**, tehn. Sergiu **STAN** – I.C.S.I.T.E.E. București

În scopul preîncălzirii combustibililor, precum și a altor fluide a fost, realizată o nouă gamă de schimbătoare de căldură, a căror construcție și funcționare se prezintă în cele ce urmează. Mediul preîncălzit poate fi combustibilul lichid, păcura, apa și altele, avînd ca agent încălzitor apa fierbinte, aburul, uleiul mineral încălzit sau alte surse de căldură.

Cea mai utilizată soluție tehnică constructivă aplicată pînă în prezent în acest domeniu o constituie varianta schimbătoarelor de căldură cu plăci tubulare fixe, prevăzute cu fascicule de țevi rectilinii sau îndoite în formă de „U". Aceste schimbătoare prezintă dezavantajul că au o eficiență termică redusă, impun suprafețe mari de schimb de căldură, au greutate, volum și preț de cost ridicate.

De asemenea, sînt cunoscute schimbătoare de căldură cu suprafețele de schimb termic realizate din elemente tubulare înfășurate elicoidal, simple sau concentrice, legate între ele în paralel prin intermerdiul unor plăci tubulare, sau al unor distribuitoare. Și acestea prezintă dezavantajul că nu permit obținerea unei viteze eficiente a fluidului de lucru care circulă prin exteriorul elementelor tubulare și deci nu asigură o eficiență termică ridicată.

Noua gamă de schimbătoare de căldură, realizate în trei mărimi diferite, simbolizate SC 1, SC 2 și SC 3, elimină dezavantajele menționate prin aceea că :

— serpentinele tubulare sînt înseriate și dispuse concentric avînd interstițiile etanșate prin sudarea elicoidală a unei sîrme ;

— între serpentine au fost introduse niște pahare de dirijare, în așa fel încît unul dintre fluidele de lucru străbate prin interior, în serie, fiecare serpentină tubulară, iar celălalt circulă prin exteriorul acestora, pe direcția generatoarei, printre fiecare serpentină și paharul de dirijare imediat vecin (fig. 1).

Tabelul 1 prezintă caracteristicile funcționale ale celor trei schimbătoare de căldură la funcționare pe combustibil lichid ușor (CLU).

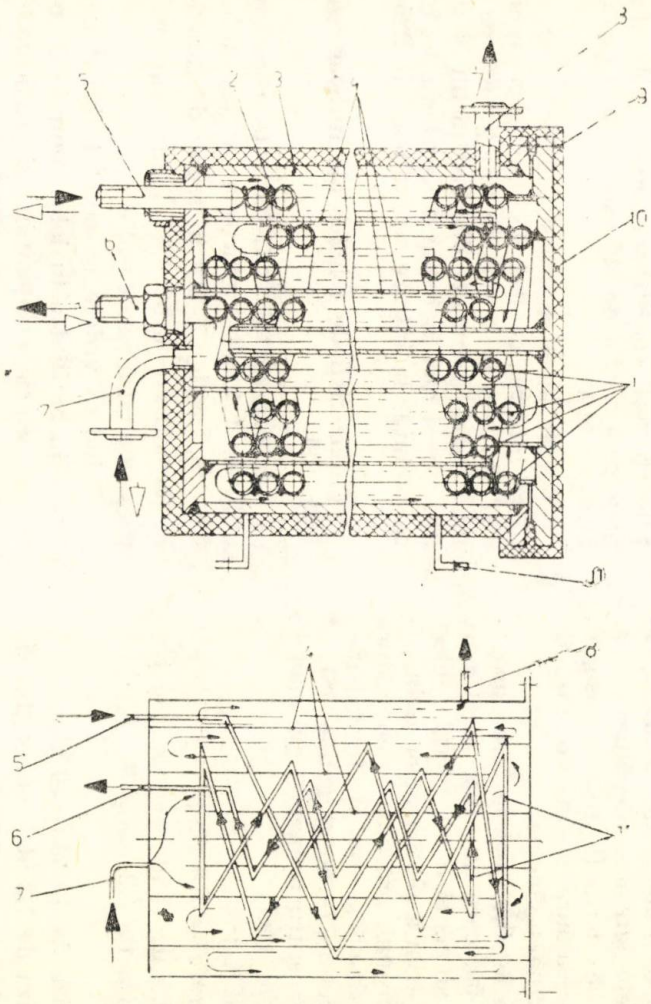
Noile schimbătoare au fost brevetate (brevet nr. 89013), se fabrică la C.U.G. Cluj-Napoca. Această soluție prezintă următoarele avantaje :

— permite îmbunătățirea performanțelor termice ale schimbătoarelor de căldură concomitent cu reducerea gabaritului ;

— schimbătoarele de căldură sînt eficiente și ușor de executat ;

— permite o demontare ușoară și o întreținere simplă.

Tehnologia de fabricație a noului tip de schimbător de căldură, comparativ cu cele avînd plăci tubulare, este mult mai simplă. Astfel, se elimină complet unele operații tehnologice ca frezarea și mandrinarea, iar altele, cum sînt sudarea și prelucrările mecanice prin așchiere, se reduc cu peste 50%. Aceste operații au fost înlocuite cu altele mai simple, ca de exemplu îndoirea și roluirea.



Fiig. 1 Schimbător de căldură.

a) secțiune ; b) schemă funcțională ; 1 — serpentine ; 2 — sirmă de etanșare ; 3 — recipient ; 4 — paharc de dirijare ; 5 — racord intrare agent încălzit ; 6 — — racord ieșire agent încălzit ; 7 — racord intrare agent încălzitor ; 9 elemente de asamblare ; 10 — izolație ; 11 — suporți.

Caracteristici tehnico-funcționale ale schimbătoarelor de căldură

Tabelul 1

Criterii de calitate \ Tip schimbător		U.M.	SC 1	SC 2	SC 3
Putere preîncălzitor		[kW]	5	10	15
Tip comb. preîncălzit			CLU tip III, V		
Domeniu de debit		[kg/h]	50 . . . 200	180 . . . 400	360 . . . 600
Ecart temperatură	Apă caldă, fierbinte	[°C]	30 . . . 70	30 . . . 70	30 . . . 70
	Abur	[°C]	50 . . . 70	50 . . . 70	50 . . . 70
Vîscozitatea atinsă		[°E]	2	2	2
Presiunea	Agent încălzitor	[bar]	5 . . . 10	5 . . . 10	5 . . . 10
	Agent încălzit	[bar]	30	30	30
Pierderea de presiune		[bar]	1 . . . 2,5	1 . . . 3	1 . . . 3,5
Debit agent preîncălz.	Apă	[kg/h]	17,5 . . . 70	65 . . . 130	130 . . . 195
	Abur	[kg/h]	8 . . . 20	20 . . . 40	40 . . . 60
Randament termic			0,97 . . . 0,99	0,98 . . . 0,99	0,98 . . . 0,99
Dimensiuni de gabarit Lxlxh		[mm]	410×350×380	500×365×400	529×420××450
Masa netă		[kg]	54	71,6	94
Suprafață de schimb		[m^2]	0,745	1,35	2,1
Greutate specifică		[kg/m^2]	72	53	48
Coeficient de transfer termic (pentru apă)		[kcal/m^2.hgrd]	109	131	138

Parametrii tehnico-economici ai schimbătoarelor

Tabelul 2

Nr. crt.	Tip schimbător	Coeficient transfer termic [W/m²K]	Greutatea la aceeași putere termică [kg/buc.]	Volum [m³]	Preț cost
1.	SC 2	120	120	0,20	1900
2.	VED 4 SC (SAACEE)	90	281	0,99	4700 DM
3.	CO 30-0 (C.U.G. Cluj-Napoca)	80	319	0,80	3900

Pe lîngă faptul că aceste preîncălzitoare înglobează o suprafață termică crescută într-un volum redus, datorită vitezelor și turbulenței generate cresc coeficienții de transfer de căldură. Tabelul 2 prezintă cîțiva parametri tehnico-economici ai schimbătorului SC 2, comparativ cu cei ai unui schimbător din import (poz. 2) și ai unui schimbător din producția curentă a C.U.G. Cluj (poz. 3), de aceeași putere termică.

Extinderea în fabricația C.U.G. Cluj-Napoca a acestei game de preîncălzitoare, cu gabarit mic și transfer termic îmbunătățit, a adus în cursul anului trecut beneficii economice de 4.000.000 lei.

În concluzie, propunem extinderea utilizării acestei soluții constructive și în ale domenii, ca schimbătoare de căldură utilizate în industria chimică, petrochimică, alimentară, ușoară, în industria navală și altele.

CZU : 621.11 : 621.181

Utilizarea la un nivel superior de eficiență, a cazanelor de 420 t/h, prin concepția unui nou turboagregat de termoficare de 100 MW

Ing. Teofil **POPOVICI**, ing. Teodor **AILINCĂI** – I.C.S.I.T.E.E. București

Situația actuală

Cazanele de 420 t/h, cu funcționare pe lignit, concepute și executate în țara noastră, reprezintă principalele agregate ce echipează centralele electrice de termoficare ce asigură energia electrică și căldura din marile orașe ale țării noastre, în actualul cincinal.

Acestor cazane le sînt asociate turboagregatele de tip DSL—50, care au fost destinate, inițial, asigurării alimentării cu energie electrică și abur industrial a platformelor industriale de mari dimensiuni, precum și cu căldură în termoficarea urbană a orașelor învecinate.

În această concepție, turboagregatele DSL-50 au fost proiectate pentru următorii parametri :

— $p_{intrare} = 130$ ata ;
— $t_{intrare} = 545°C$;
— debit la intrare = 370 t/h ;
— debit la priza de 13 ata = max. 230 t/h ;
— debit la priza de 1,2 ata = 0 t/h,

respectiv :

— debit la priza de 13 ata = 0 t/h ;
— debit la priza de 1,2 ata = max. 160 t/h;
— vid la condensator = 0,053 ata ;
— consumul secific de căldură în pură condensație = 2346 kcal/kwh ;
— puterea la borne = 50 MW ; în condițiile creșterii corespunzătoare a debitului de abur prin corpul de MP—JP, grupul poate produce 60 MW.

Rezultă deci că această turbină nu poate folosi integral debitul de abur al cazanului de 420 t/h, nici în regim de funcționare cu priza industrială complet deschisă (debit la intrare 370 t/h) și nici în regim de condensație, în care caz debitul la intrare se limitează la 225 t/h.

Caracteristicile tehnice ale turboagregatului DSL-100

Turboagregatul DSL-100 este conceput să utilizeze întreaga capacitate a cazanului de 420 t/h, pe lignit, atît în regim de funcționare în termoficare urbană și industrială, cît și în regim de pură condensație.

Avînd în vedere că acest turboagregat va completa profilul actualelor centrale de termoficare urbană, echipate cu trei cazane de 420 t/h și două grupuri de tip DSL-50, instalîndu-se

ca al treilea turboagregat, legat la bara de abur a centralei, parametrii la intrare rezultați sînt:

— $p_{intrare} = 130$ ata ;

— $t_{intrare} = 565°C$;

— debit intrare = 420 t/h.

Debitul de abur industrial, relevat la priza de 13 ata, va fi cuprins, conform cerințelor beneficiarului, între 100 ... 200 t/h. Vidul la condensator va fi determinat de temperatura apei de răcire de 27°C, provenită din turnuri de răcire.

Principii noi în concepția turboagregatului DSL-100

Pentru obținerea unor performanțe tehnico-economice ridicate, tuboagregatului DSL-100 va beneficia de concluziile unor studii anterioare efectuate de către autori, dintre care menționăm :

1 — Creșterea randamentului intern al corpului de înaltă presiune, prin utilizarea paletelor rotorice și statorice răsucite, în locul celor cilindrice din actuala turbină DSL-50.

În tehnica actuală, turbinele de puteri similare sînt realizate cu palete răsucite, încă de la primele trepte, avînd deci randamente superioare. Astfel, debitul volumic al turbinei, care traversează corpul de IP al turbinei DSL-50, de 15.500 m^3/h, este superior debitului volumic al turbinei FIC-150 (9.200 m^3/h), care beneficiază de palete răsucite, exceptînd prima treaptă.

Turbina DSL-50, executată pe baza documentației sovietice, beneficiază de palete rotorice și statorice răsucite, deci cu randamente superioare, numai pentru paletele lungi, începînd cu treapta nr. 8. Rezultă o diferență în minus la randamentul acestor trepte de circa 4—5%, față de treptele corespunzătoare ale turbinei de 150 MW, proiectată de asemenea în institutul nostru.

2 — Adaptarea schemei termice cu două trepte de încălzire a apei din rețeaua de termoficare.

În prezent, aburul necesar încălzirii apei din rețeaua de termoficare este extras la turbina DSL-50, la o priză de 1,2 ... 2,5 ata. și este prelucrat de către un singur boiler de termoficare.

În condițiile realizării unei scheme termice cu două prize pentru încălzirea apei din rețeaua de termoficare, se poate obține o încălzire a acestei ape la același nivel de temperatură, dar cu avantajul unei puteri suplimentare la bornele generatorului, ca urmare a unei mai bune „carnotizări" a procesului termic.

Astfel, prin extragerea aburului pentru termoficare în două trepte :

— treapta 1 — la 0,6 ata ;

— treapta 2 — la 1,3 ata,

se obține o creștere a indicelui de termoficare de la 529,1 kWh/Gcal., în cazul turbinei DSL-50, la 615,9 kwh/Gcal., în cazul turbinei DSL-100.

3 — Creșterea de putere în regim de termoficare, prin scăderea ecartului de temperatură la boilerele de termoficare.

Concepția unor boilere de termoficare urbană, cu un ecart de temperatură abur intrare-apă ieșire cu valori reduse ($\Delta t = 6°C$), asigură, și pe această cale, un spor de putere la bornele generatorului în timpul iernii, reflectat în sporirea indicelui de termoficare arătat anterior.

Menționăm că boilerele altor turbine de termoficare lucrează la ecarturi de temperaturi de circa 9 ... 12°C.

Calculele tehnico-economice arată că, prin micșorarea ecartului de temperaturi la $\Delta t = 6°C$, se obțin sporuri de energie electrică ce amortizează sporul de investiții pentru boilerele de dimensiuni mărite, numai în 1 ... 2 ani.

4 — Îmbunătățirea ciclului termic, prin concepția unor preîncălzitoare regenerative de înaltă și joasă temperatură, cu ecarturi de temperaturi reduse.

În schema termică actuală a grupului DSL-50 sînt cuprinse :

— 4 PJP-uri — care nu au suprafețe de subrăcire. De asemenea, aceste PJP-uri sînt concepute să lucreze cu t-abur-apă ieșire, avînd valori mai ridicate decît în tehnica actuală ;

— 3 PIP-uri, care sînt concepute să lucreze cu diferențe de temperaturi prea ridicate între fluidele care cedează și respectiv primesc căldura. Situația acestor diferențe de temperatură este următoarea, comparativ cu cele utilizate azi în tehnica de vîrf pe plan mondial sau la noi în țară (grupurile FIC-150, respectiv FIC-330).

Prin reproiectarea PIP-urilor și PJP-urilor, consumul specific de căldură (kcal/kWh) s-ar reduce cu :

— 17,8 kcal/kWh, adică 0,778%, în timpul verii — în regim de condensație ;

— 13,6 kcal/kWh, respectiv 1,16%, în timpul iernii — în regim de termoficare.

Creșterea puterii centralelor de termoficare echipate cu trei cazane de cîte 420 t/h și două turboagregate de cîte 50 MW

Prin amplasarea în aceste centrale de termoficare a unui turboagregat de tip DSL-100, puterea acestor centrale crește cu :

— circa 100 MW — în timpul verii, la funcționarea în regim de condensație ;

— circa 80 MW — în timpul iernii, la funcționarea în termoficare urbană.

Această creștere de putere se obține în condițiile unei reduceri importante a investiției specifice (lei/kW inst.).

Concluzii

Prin aplicarea tuturor principiilor mai sus arătate, în concepția noului turboagregat de termoficare industrială și urbană, se obțin o serie de avantaje tehnico-economice față de turboagregatul de referință — DSL-50 și anume:

1 — Se utilizează în mod complet debitul cazanului de 420 t/h, puterea grupului format din acest cazan și noul turboagregat DSL-100 — crește de la 60 MW, cît reprezintă vechiul grup cu turboagregat DSL-50, la :

— 100 MW — vara, în regim de condensație ;

— 80 MW — iarna, în regim de termoficare urbană.

2 — Consumul specific de căldură al turboagregatului DSL-100 marchează o importantă îmbunătățire în regim de condensație, ajungînd la 2325,2 kcal/kWh, față de 2346 kcal/kWh, cît este consumul specific calculat al turboagregatului DSL-50. Ținînd seama de influența vidului și a parametrilor la intrare în turbină, îmbunătățirea consumului specific al noului turboagregat depășește 3%.

3 — Indicele de termoficare al noului turboagregat DSL-100 crește cu 16,4% față de cel al turboagregatului DSL-50 și anume :

— 615,9 kWh/Gcal — în cazul DSL-100 ;

— 529,1 kWh/Gcal — în cazul DSL-50,

și în condiții comparabile, fapt ce conduce la un important spor de putere la bornele generatorului în timpul iernii, cînd necesarul de energie electrică este atît de mare.

4 — Prin instalarea în centralele electrice de termoficare echipate cu trei cazane de cîte 420 t/h și două turboagregate DSL-50, al celui de al treilea turboagregat DSL-100, se obține o importantă creștere de putere, în condițiile unei deosebit de mari reduceri a investiției specifice.

CZU : 621.313.322—81 : 620.194

Manifestări ale fenomenului de coroziune tenso-fisurantă la bandajele nemagnetice ale turbogeneratoarelor

Ing. Nicolae **HERBEI** — I.C.S.I.T.E.E. București
Ing. Marian **DUMITRU** — Întreprinderea de Mașini Grele București

Generalități

Susținerea capetelor de bobinaj ale rotorilor de turbogenerator, împotriva forțelor centrifuge, se realizează cu ajutorul unor inele nemagnetice de bandaj, de formă cilindrică.

Datorită vitezelor periferice foarte mari (aprox. 700 km/h), forțelor centrifuge, dezvoltate atît de capetele de bobinaj, cît și de materialul propriu al bandajului, sînt atît de mari, încît impun utilizarea unui material cu caracteristici mecanice, care nu pot fi realizate în cazul oțelurilor austenitice decît prin metoda ecruisării la rece.

Problemele tehnologice dificile și dotările speciale necesare pentru realizarea operației de ecruisare la rece au făcut ca numărul furnizorilor de bandaje nemagnetice, pe plan mondial, să fie foarte redus.

Materiale utilizate pentru bandajele nemagnetice

Istoric, s-au dezvoltat două tipuri principale de oțeluri nemagnetice austenitice :

— Fe — 8 Mn — 8 Ni — 4 Cr ;

— Fe — 18 Mn — 4 — 5 Cr — 0,5 C.

În ultimii 20 ani s-a selectat ultimul tip de oțel cu 18% Mn și 4—5% Cr. Utilizarea acestui tip de oțel a fost generalizată și la noi în țară, compoziția chimică a lui fiind :

	C	Si	Mn	Cr	S	P
%	0,5	0,4	18	4	max. 0,02	max. 0,05

și caracteristicile mecanice :

— limita de curgere >75 daN/mm^2 ;
— rezistența de rupere >95 daN/mm^2 ;
— alungirea $>20\%$;
— contracția $>20\%$;
— reziliența K >8 daJ/cm^2.

Oțelul are însă rezerve și prin ecruisare corespunzătoare poate dezvolta o limită de curgere de peste 100 daN/mm^2, respectiv o rezistență la rupere de peste 120 daN/mm^2.

După o primă perioadă de experiență pozitivă în utilizarea acestui oțel, pe plan mondial au fost înregistrate o serie de avarii, a căror analiză a pus în evidență faptul că materialul este susceptibil la coroziune tenso-fisurantă, în condiții de mediu (aer sau hidrogen) umed.

Pentru ilustrare, se prezintă diagrama de variație a vitezei de propagare a fisurii datorate coroziunii, în funcție de solicitare.

Avarii grave ale bandajelor nemagnetice, înregistrate pe plan mondial

În diverse centrale din lume și la diverși furnizori, au apărut probleme de coroziune tenso-fisurantă care s-au concretizat în avarii foarte grave.

Din motive de prestigiu, producătorii au fost rezervați în furnizarea de informații și literatura tehnică este relativ săracă în informații referitoare la aceste avarii.

Se cunosc totuși 38 de avarii grave, cele mai semnificative fiind prezentate în anexa 1.

Consecințele avariilor sînt foarte grave ; ele au condus în general la distrugerea totală a generatoarelor și la scoaterea din funcțiune a centralei, pe durate variabile între 5 luni și 2 ani. O avarie gravă datorată ruperii unui bandaj nemagnetic a avut loc și la noi, la un turbogenerator de 330 MW.

Descrierea și analiza avariei

Bandajul a fost prelucrat mecanic și asamblat la Întreprinderea de Mașini Grele București, semifabricatul fiind livrat de firma Creusot-Loire Franța, din oțel nemagnetic cu structură austenitică de tip 18 Mn 4 Cr.

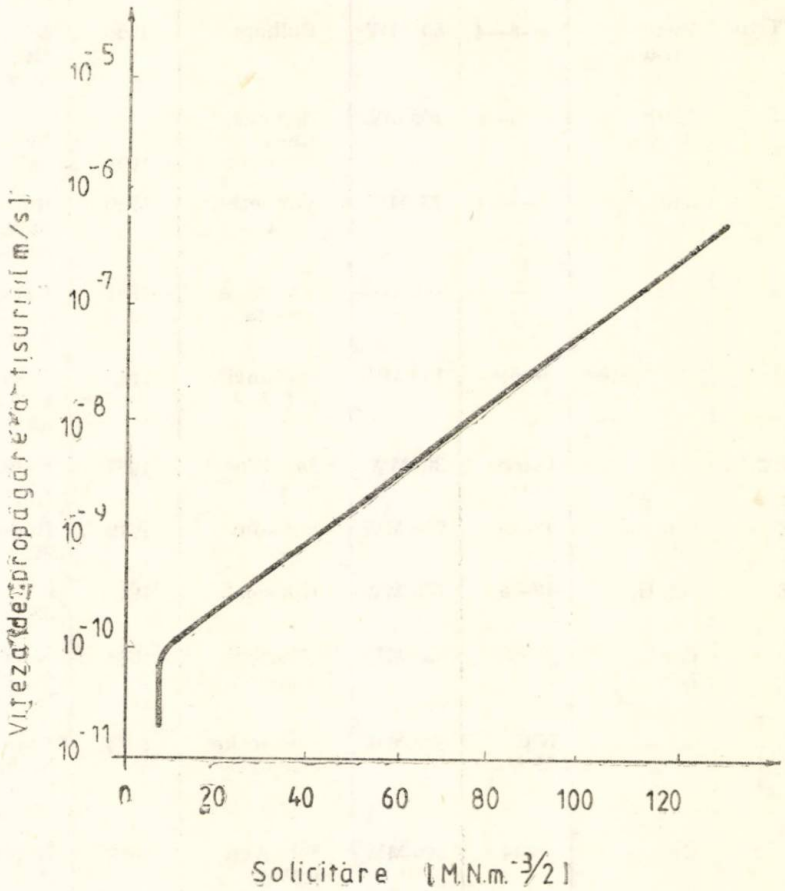


Fig. 1 Viteza de propagare a fisurii în funcție de solicitare, la oțelul 18 Mn 4 Cr.

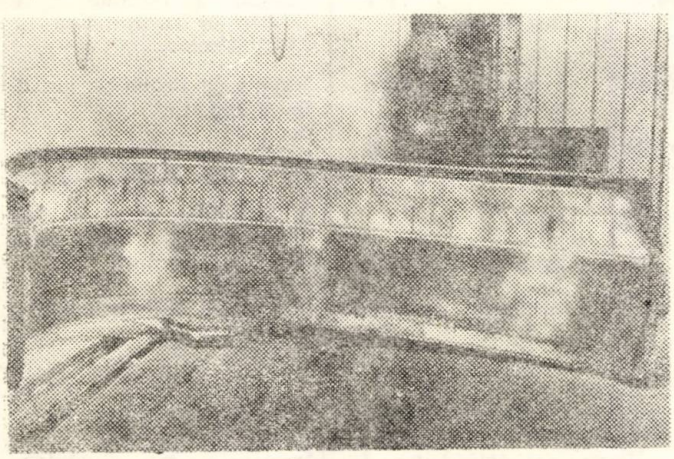


Fig. 2 Aspectul bandajului după rupere.

Pentru a caracteriza ruperea și proprietățile fizico-mecanice ale bandajului a fost efectuat un volum mare de probe.

Aspectul bandajului după eveniment rezultă din figura 2. Se observă că bandajul este rupt pe direcția unei generatoare și deformat puternic prin deschidere pînă la o lungime de circa 2500 mm.

Deformarea pe direcția de deschidere a bandajului crește în direcție opusă sensului de învîrtire al rotorului, ceea ce arată că procesul de deformare a avut loc prin contactul violent al bandajului cu statorul generatorului. Faptul că la o astfel de solicitare nu s-a produs spargerea în bucăți a bandajului dovedește că materialul acestuia a avut o tenacitate ridicată.

Anexa 1

Nr. crt.	Firma producătoare a generatorului	Firma producătoare a bandajului	Tip aliaj	Puterea	Centrala	Anul avariei,	Observații
1	PARSONS	—	8—8—4	25 MW	—	1951	Fisurat după 7 ani de depozitare înainte de transport. Fisuri datorate atmosferei cu cloruri
2.	ENGLISH ELECTRIC	Firth Brown	8—8—4	60 MW	Fulham	1950	Explozie bandaj după cîteva încercări de lansare la 3000 rot/min.
3.	PARSONS	Firth Brown	8—8—4	100 MW	Richard Hern Toronto	1954	Două bandaje, după 2, 5, ani, la 1800 rot/min.
4.	ASEA	Skoda	8—8—4	33 MW	Vanderbilt Park	1956	Rupere bandaj în funcționare, după 9 ani, mașină răcită cu aer, 1500 rot/min.
5	JEUMONT-SCHNEIDER	—	—	125 MW	Yainville Franța	1957 1977	Ruperea bandajului original și după 20 de ani și a bandajului înlocuit
6	A.C.	U.S. Steel	9—6—4	150 MW	Gallangher U.S.A.	1965	Rupere de bandaj după 4—5 ani de funcționare la 3600 rot/min.
7	GENERAL ELECTRIC	—	Ganna-alloy	30 MW	Jay Plant U.S.A.	1967	Rupere de bandaj după 1,5 ani la 3600 rot/min.
8.	WESTINGHOUSE	B.L.H.	18—5	730 MW	Labadie	1972	Rupere de bandaj la 3600 rot/min.
9.	WESTINGHOUSE	B.L.H.	18—5	730 MW	Hudson 2	1972	Rupere de bandaj la 3600 rot/min.
10.	BROWN BOVERI	Creusot Loire	18—5	330 MW	Skaerbek Danemarca	1973	Rupere de bandaj datorită umidității după 12000 ore la 3000 rot/min.
11.	PARSONS	—	NiCr MoV	500 MW	Nanticoke Canada	1974	Ruperea ambelor bandaje la 3600 rot/min după 5000 ore și respectiv 96000 ore
12.	K.W.U.	Krupp	18—4	880 MW	Scholven R.F.G.	1978	Rupere după 1000 ore la 3000 rot/min datorită umidității, fisură inițiată în perioada depozitării
13.	BHEL — INDIA (licență SKODA)	Skoda	8—8—4	60 MW	Harduagunj India	1977	Rupere de bandaj după 10 zile la supraturare la 6000 rot/min.
14.	K.W.U.	Krupp	18—4	1300 MW	Mulheim R.F.G.	1978	Rupere la probe pe stand în fabricație
15.	ASEA	Krupp	18—4	580 MW	Barsebeck Suedia	1979	Rupere datorită scăpărilor de apă la 3000 rot/min
16.	PARSONS	—	NiCr MoV	640 MW	Bruce Point Canada	1980	Bandaj înlocuit după detectarea unor fisuri mai adînci de 1,5 mm
17.	GENERAL ELECTRIC	—	18—4		Nelson 4	1982	Coroziune intercristalină

Aspectul suprafeței interioare a bandajului rezultă din figura 3 respectiv detalii ale suprafeței adiacente zonei de fretare, din figurile 4, a și 4, b. Se observă existența a numeroase fisuri cu orientare preferențială pe direcția generatoarei bandajului. Procesul de fisurare este extins pe întreaga suprafață interioară a bandajului. Fisurile cele mai lungi apar pe o

suprafață cu lățimea de circa 300 mm, care cuprinde zona de fretare a bandajului pe rotor. Aceste fisuri sînt situate sistematic la distanțe de circa 100 mm, corelate cu pasul canalelor de pe rotor, respectiv cu lățimea steguleților bobinajului de amortizare. Așa cum se observă din figura 3, după deformarea bandajului, fisurile respective prezintă deschidere mai mare decît restul fisurilor prezente pe suprafața interioară a bandajului, fiind deci de presupus că au și adîncime mai mare decît acestea.

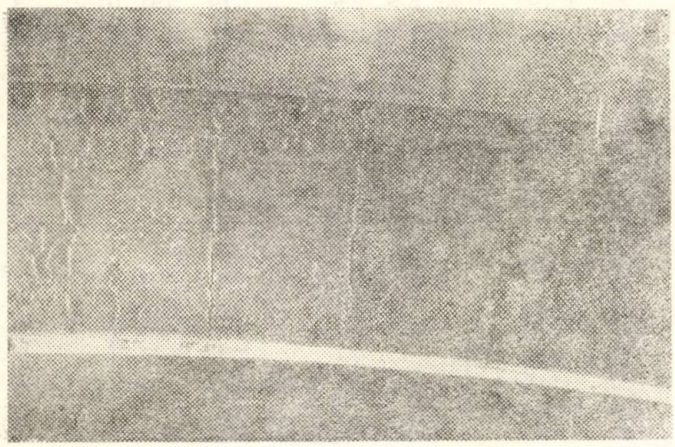


Fig. 3 Suprafața interioară, cu fisuri, a bandajului rupt.

Analiza suprafeței de rupere arată că ea a fost amorsată de o fisură preexistentă pe suprafața interioară a bandajului care se extinde și în zona de fretare și este de culoare închisă (fig. 4, b).

Restul suprafeței de rupere este de culoare deschisă, specifică unei ruperi proaspete. Profilul puternic denivelat al acestei suprafețe de rupere, ca și trăsăturile specifice ale acesteia indică faptul că ruperea bandajului, în momentul evenimentului, s-a amorsat de la fisura preexistentă în zona de fretare a bandajului pe rotor și s-a propagat pe direcția generatoarei. Caracterul ruperii este de suprasolicitare a materialului pe secțiunea rămasă.

Analiza microscopică a ruperii

Analiza s-a efectuat pe material luat dintr-o zonă cu fisură preexistentă.

S-au efectuat :

a) analiza microscopică în secțiune transversală față de axul principal al bandajului ;

b) analiza elementelor existente în interiorul fisurii.

Analiza microscopică a pus în evidență un traseu de rupere preponderent intercristalin, cu numeroase ramificații specifice unui proces de coroziune fisurantă sub tensiune mecanică, cum se vede în figura 5.

La analiza cu microsondă, s-au pus în evidență compuși conținînd Sn, Pb, Cl, Cu, Zn.

Procesul de coroziune a fost posibil, în condițiile existenței unui mediu umed, prin formare de condens pe suprafața interioară a bandajului.

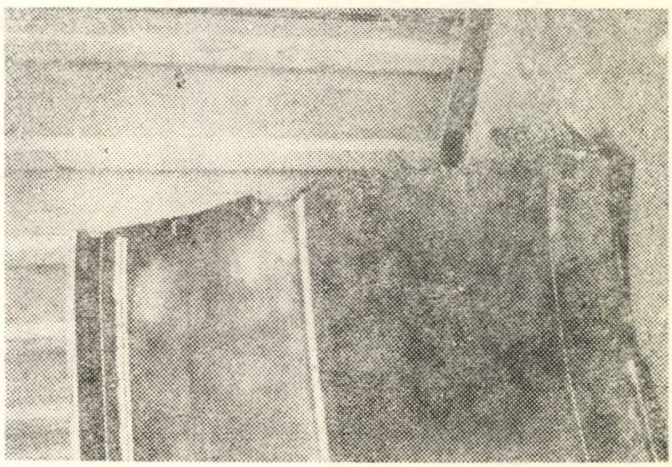


Fig. 4, a Detaliu al zonei adiacente ruperii.

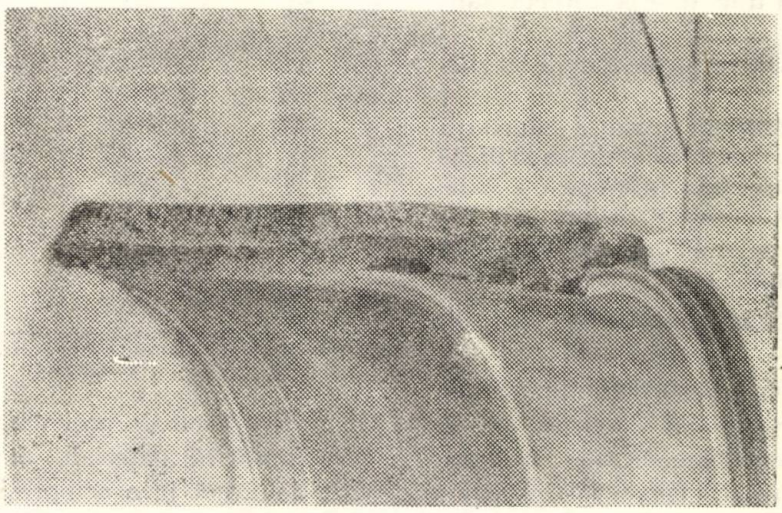


Fig. 4, b Suprafața de rupere.

Verificarea caracteristicilor materialului

S-au efectuat următoarele verificări :

a) analiza chimică ;

b) analiza microstructurii ;

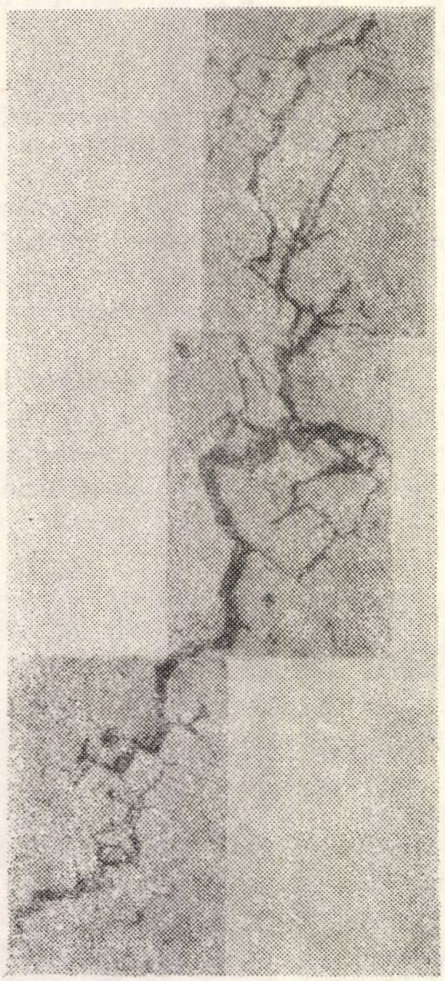


Fig. 5 Analiza micro a fisurii.

c) rezilienţa K_{KU5} pe direcţia tangenţială ;

d) caracteristici la tracţiune pe direcţie tangenţială ;

e) duritatea Brinell pe epruvete de reziliență.

De asemenea determinat variaţia durităţii Brinell pe grosimea bandajului, precum şi duritatea Rockwell pe suprafaţa interioară a bandajului. Axa eprevutelor de tracţiune şi rezilienţă s-a situat la circa 15 mm de suprafaţa exterioară a bandajului.

Rezultatele obţinute sînt prezentate în anexa 2.

Din anexa 2 se constată că determinările de compoziţie chimică corespund clasei de oţel 18 Mn — 4 Cr şi sînt apropiate de cele indicate de furnizor pentru şarja din care a fost executat bandajul.

Caracteristicile mecanice la tracţiune şi rezilienţă se încadrează în limitele prescrise prin caietul de sarcini.

Situarea limitei de curgere a materialului la nivelul valorii minime prescrise, adică cu circa 10% mai jos decît valorile obţinute la recepţie, trebuie apreciată ca normală, avînd

Compoziţie chimică

Anexa 2

	C	Si	Mn	P	S	Cr	Ni
Valori măsurate [%] în IMGB	0,555	0,66	19,4	0,029	0,006	4,7	0,57
Valori iniţiale [%] la furnizor	0,52	0,63	20,24	0,034	0,006	4,87	0,58

Caracteristici la tracţiune şi rezilienţă

	$R_{P0,2}$ [kgf/cm²]	R_m [kgf/mm²]	A_5 [%]	Z [%]	K_{CU5} [kgf/mm²]	HB^*
Valori măsurate în IMGB	75,3	105,7	34	51	15,2 ; 17,0	306
Valori iniţiale la furnizor	82,7	109,7	43,4	44,5	16,3 ; 16,9	306

Determinate pe epruvetele de rezilienţă

Determinări de duritate *HB* măsurate într-o secţiune transversală, la diferite distanţe faţă de suprafaţa exterioară

Distanţa [mm]	*HB*	Distanţa [mm]	*HB*
1	354	35	373
2,5	354	38	373
6	354	41,5	373
8	354	44	383
13,5	354	48,5	373
16,5	363	52,5	373
19	363	56	383
21,5	373	60	383
24	373	63	393
27	373	65	393
30	363	67	393
32,5	373		

Distanţele sînt măsurate de la exterior spre interhiorul bandajului

în vedere locul de prelevare a probei şi mai ales faptul că materialul din zona respectivă a fost deformat prin compresiune în cursul evenimentului.

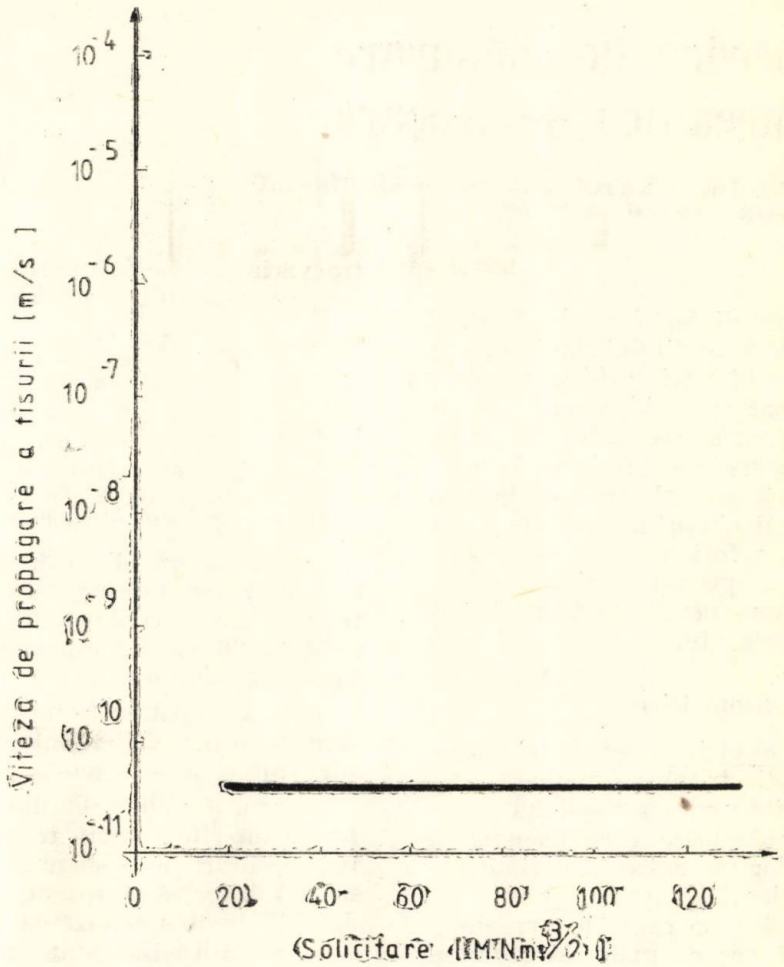


Fig. 6 Viteza de propagare a fisurii în funcție de solicitare, la oțelul 18 Mn 18 Cr.

Soluții de prevenire a coroziunii tenso-fisurante la bandajele nemagnetice

Gravitatea urmărilor produse de avarierea bandajelor a determinat un efort tehnico-financiar comun al constructorilor de generatoare și al producătorilor de bandaje pentru rezolvarea problemei.

Soluția a fost găsită sub forma unei noi rețete de oțel aliat cu conținutul de Cr majorat la 18%.

Rețeta tipică a acestui oțel este :

	C	Si	Cr	Mn	N
%	max. 0,12	0,5	18,5	18,5	0,4—0,7

Neobișnuită la acest oțel este prezența azotului ca element dealiere. El are rolul de a stabiliza structura austenitică a oțelului, în condițiile procentului ridicat de crom.

Încercările efectuate pe acest oțel arată, că el este insensibil la coroziune tenso-fisurantă, chiar în condițiile unor soluții agresive.

Această caracteristică excepțională a oțelului 18—18 a făcut ca, în ultimii doi ani, utilizarea lui să fie generalizată la toți fabricanții de generatoare.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Speidel, M.O.* : Preventing failures of retaining rings, In EPRI EL-3209, Workshop Procedings : Retaining Rings for Electric Generators.

[2] *Viswanathan, R.* : Retaining ring fallures, In EPRI EL-3209, Workshop Procedings : Retaining Rings for Electric Generators.

[3] *Granger, B., Lehuen, C.* : Examen automatique par utra-sons des frettes de turboalternateurs in situ, Raport CIGRE 1986, nr. 11—10.

[4] *Lehuen, C.* : ALSTHOM'S experience of turbogenerator retaining rings, In EPRI EL-5825, Proceedings May 1988.

CZU : 531.781

Un nou procedeu de măsurare a forţelor mecanice de frecare

Ing. Mihai **DOGARU**, fiz. Laszlo **KATONA**, dr. ing. Iulian **DOGARU**
ing. Gheorghe **NICHIFOR** — I.C.S.I.T.E.E. Bucureşti

Generalităţi

În scopul determinării forţelor de frecare dintre sertarul şi bucşa ventilului unui declanşator de turaţie, aferent unei turbine de mare putere, a fost solicitat un echipament pentru măsurarea forţelor pînă la 100 daN, pe baza aparaturii electrotensometrice fabricate în ţară.

Întrucît traductoarele electrotensometrice disponibile nu admit deplasări ale capului dozei mai mari de 60 μm, a fost necesară realizarea unui dispozitiv care să permită aplicarea forţei în mod uniform asupra dozei, pe toată lungimea cursei tijei sertarului.

Măsurări electrotensometrice

Prin tensometrie electrică (metodă de măsurare a mărimilor neelectrice), se măsoară deformaţiile şi alungirile unui corp solicitat, prin intermediul unor traductoare care transformă variaţiile deformaţiilor mecanice în variaţii ale unor mărimi electrice [1].

Datorită avantajelor pe care le prezintă, tensometria electrică are o mare dezvoltare. Astfel, metoda este nedistructivă, permite efecturarea de măsurări în condiţii reale de funcţionare, asigură o sensibilitate şi o precizie mai mari decît metodele uzuale, iar utilizarea aparatajului electronic permite măsurarea şi înregistrarea fenomenelor a căror variaţie este rapidă.

Traductoarele electrotensometrice pot fi de următoarele tipuri : rezistive, cu semiconductoare, capacitive, inductive, piezoelectrice, cu transformator. Traductoarele electrotensiometrice rezistive (TER) sînt cele mai utilizate, datorită simplităţii lor şi uşurinţei de aplicare, respectiv costului redus şi preciziei ridicate. În plus, prezintă histerezis redus, slabă dependenţă de temperatură şi liniaritate perfectă. Traductorul rezistiv este un rezistor format din conductori metalici de secţiuni foarte mici, lipiţi pe un suport de material sintetic sau hîrtie (fig. 1).

Fiind lipit de piesa care se cercetează, traductorul suferă prin deformare o variaţie a rezistenţei sale electrice. Variaţia specifică a rezistenţei traductorului este practic proporţională cu deformaţia specifică a acestuia, între anumite limite. Se defineşte coeficientul de tensosensibilitate care reprezintă raportul dintre variaţia specifică a rezistenţei $\Delta R/R$ şi deformaţia specifică $\varepsilon = \Delta l/l$, care are valoarea

$$K = \frac{\Delta R}{R} \cdot \frac{1}{\varepsilon} = 1 + 2\mu + \pi \cdot E$$

în care :

π — coeficientul lui Poisson ;
μ — coeficientul de pieso-rezistivitate ;
E — modulul de elasticitate.

Se utilizează aliaje de tipul constantanului şi crom-nichelului, la care $k \simeq 2$. Dimensiunea transversală a conductelor rezistive este mai mică de 30 μm, iar grosimea traductorului este între 0,05—0,2 mm.

Au fost create diferite tipuri de TER, caracterizate prin materialul rezistorului, cît şi al suportului şi adezivului.

Forma şi dimensiunile traductoarelor sînt foarte diferite ; există traductoare simple, pentru măsurări pe o singură direcţie, şi traductoare sub formă de rozetă, pe două, trei şi patru direcţii. Pentru realizarea măsurărilor de precizie, se utilizează montajul în punte al traductoarelor. Semnalul de dezechilibru al punţii este amplificat şi folosit fie pentru a indica o mărime proporţională cu deformaţia de măsurat (punte neechilibrată), fie pentru a reechilibra puntea (metoda de zero).

Majoritatea tensometrelor lucrează cu puntea de măsurare alimentată în curent alterna-

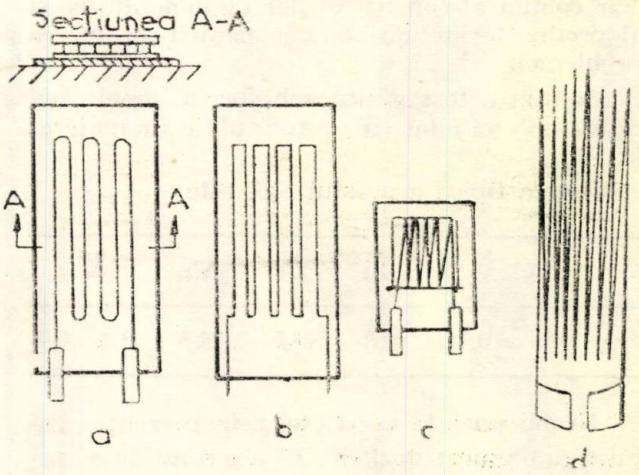


Fig. 1 Traductoare electrotensometrice.
a — cu reţeaua bobinată în plan ; b — traductor sudat ; c — cu reţeaua bobinată pe cilindru şi presată ; d — pelicular.

tiv, amplificarea semnalelor mici fiind mai simplă. Deseori se folosește o frecvență ridicată a tensiunii de alimentare (5 kHz), pentru a permite măsurări de bună fidelitate.

Efectul variațiilor de temperatură se poate înlătura, prin introducerea a două traductoare tensometrice amplasate în ramuri diferite ale unei punți (una activă și alta de compensație). În figura 2 sînt prezentate două scheme în punte.

În [2] sînt date, tabelar, principalele moduri de conectare și plasare a traductoarelor, în diferite cazuri de solicitare.

Pe lîngă influența temperaturii mai trebuie luate în considerare și alte perturbații : histerezisul și fluajul.

Aparatele tensometrice din schemele propuse au traductorul alimentat de un generator de tensiune sinusoidală. Semnalul de ieșire al punții este amplificat și aplicat unui detector

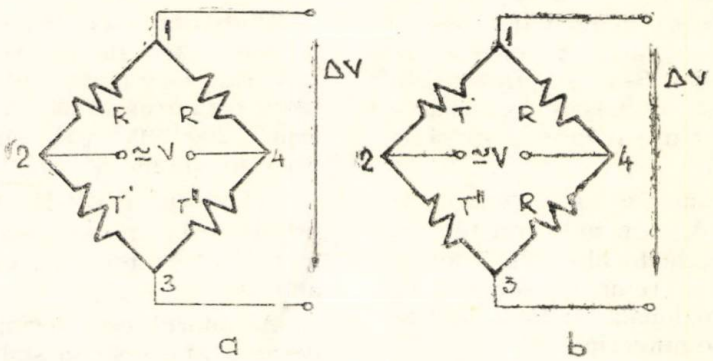


Fig. 2 Conectarea traductoarelor electrotensometrice în punte.
a — cu simetrie față de diagonala de măsurare ;
b — cu simetrie față de diagonala de alimentare.

Tipurile de măsurări în punte pot fi : fără amplificare, cu procedeul de deviație (galvanometru), cu amplificare prin metoda punctului de zero, cu amplificare de curent continuu în mai multe etaje, sau cu amplificare în frecvență purtătoare.

Dacă traductoarele sînt montate în brațe adiacente, deformațiile de semn contrar se însumează, iar cele de același semn se scad.

Dacă sînt conectate în brațe opuse, deformațiile de același semn se adună, iar cele de semn contrar se scad.

sensibil la fază, comandat de același generator. Semnalul de ieșire al detectorului acționează direct (sau printr-un amplificator de c.c.) asupra instrumentului indicator sau înregistrator.

Soluția adoptată

Datorită posibilităților oferite de firmele constructoare de aparatură de automatizare din țară, s-a putut opta pentru aparatura aferentă traductoarelor tensometrice.

S-a apelat la aparatura pentru instalații de cîntărire pentru buncăre și platforme.

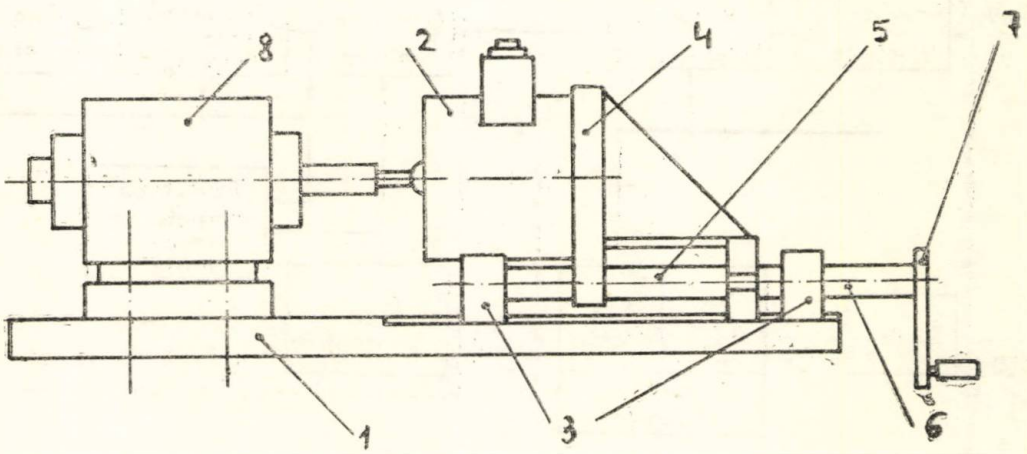


Fig. 3 Dispozitiv pentru încărcarea ventilului de declanșare mecanic.
1 — masă ; 2 doză tensometrică ; 3 suporți ; 4 — suport mobil ; 5 — tijă ; 6 — tijă filetată ; 7 — manivelă ; 8 — ventil de încercat

Doza tensometrică este mobilă în plan orizontal, prin intermediul unui dispozitiv (fig. 3) care transmite forța de măsurat de la tija sertarului la doză. Doza devine solidară cu suportul mobil al dispozitivului, prin prindere cu șuruburi. Suportul mobil culisează pe tijele filetate, acționat de o manivelă.

Premergător construcției dispozitivului descris, pentru a simula funcționarea reală a dozei, s-a realizat un stand în I.C.S.I.T.E.E., compus în principal dintr-o pompă manometrică, echipată cu manometre etalon și un sistem de fixare a dozei pe masa pompei. S-a asigurat, prin intermediul a două plăci, o apăsare axială asupra capului dozei, pentru a o încerca în plaja de valori 0 . . . 100 daN.

Echipamentul de măsurare a forței, compus din aparatură F.E.A., cuprinde trei blocuri independente : doza traductorului tensometric, adaptorul care transformă semnalul furnizat de doză în tensiune proporțională cu forța aplicată și aparatul de afișare numeric.

În principiu, schema echipamentului este cea din figura 4, îndeplinind următoarele funcții : detectare, amplificare, conversie, decodificare, afișare.

Prelucrarea logică are loc secvențial, ieșirile și intrările fiind semnale unificate, standardizate.

Tipul dozei tensometrice este de compresie, DC 100 K.

Constructiv, doza se compune dintr-un element sensibil, o membrană și o carcasă. Elementul sensibil la rîndul lui este constituit dintr-un corp elastic de oțel arc călit, avînd montate pe el, prin presare și lipire, bastonașe de sticlă calibrate, pe care sînt executate patru bobinaje tensosensibile din fir de constantan blanc, dispuse vertical și orizontal, respectiv pe direcțiile de aplicare a forței. Bobinajele sînt legate în punte Wheatstone cu toate brațele active. Puntea fiind alimentată în curent continuu sau curent alternativ (16 V), se culege o tensiune de dezechilibru proporțională cu forța aplicată dozei (maximum 24 mV).

Dintre caracteristicile tehnice ale dozei menționăm : clasa de precizie 0,5 . . .1, liniaritatea $\pm 0{,}5\%$, U_{eN} histerezisul $0{,}5\%$ U_{eN}, rezistența de intrare 1200 $\pm$ 2% Ω, rezistența de ieșire 1200 $\pm$ 0,5% Ω, cursa mecanică a capului dozei maximum 60 μm.

Adaptorul (EBP-1) transformă semnalul, primit de la una sau mai multe doze conectate în paralel, în tensiune proporțională cu sarcina aplicată.

Adaptorul este format din transformatorul de alimentare, sursa stabilizată de 8,5 . . . 20 V, amplificatorul de intrare, convertorul tensiune curent, potențiometrul de tarare și reglaj gamă, cutia de borne.

La ieșirea blocului convertor tensiune-curent, se obține valoarea curentului unificat : 4 . . . 20 mA (2 . . . 10 mA).

Indicatorul numeric pentru semnale unificate INU-01 este destinat afișării valorii instantanee a semnalului unificat aplicat la intrare. INU-01 este format în principal dintr-un circuit de intrare care asigură conversia semnalului de intrare într-un semnal de tensiune și dintr-un convertor analog-numeric al mărimii de afișat.

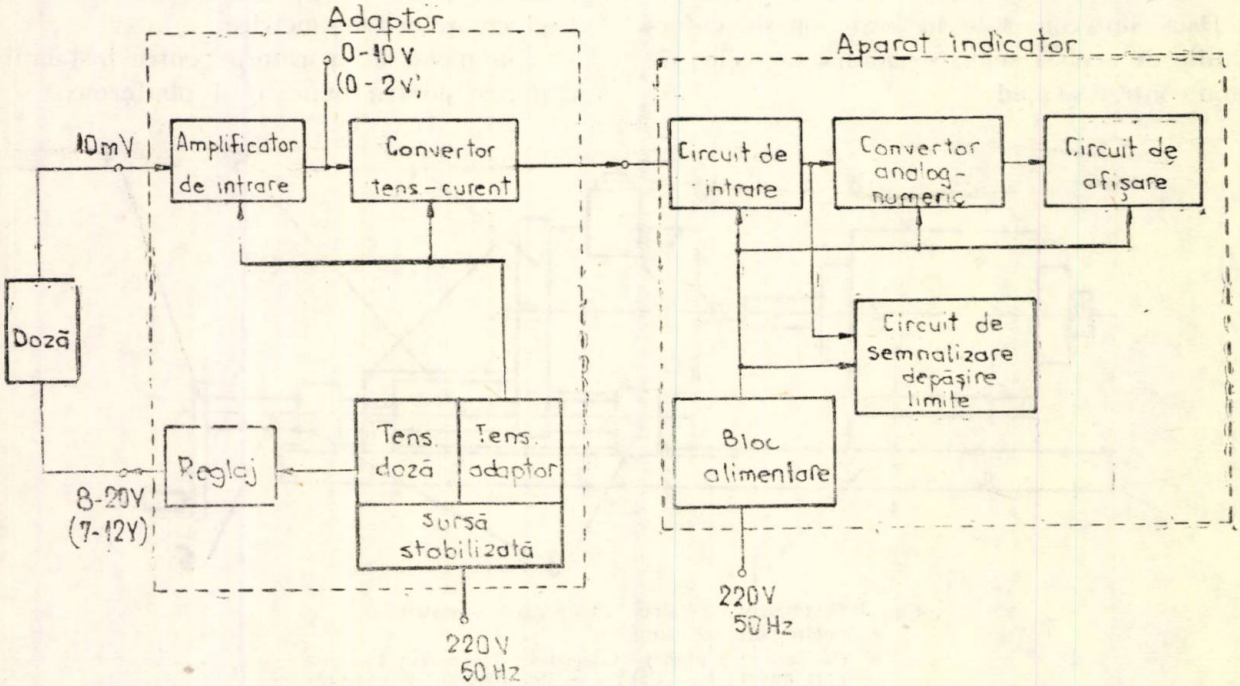


Fig. 4 Schema-bloc a echipamentului.

Experimentări și rezultate

S-au efectuat măsurări pe standul I.C.S.I.T.E.E. menționat mai sus. La montarea dozei, s-a avut în vedere să nu existe vibrații perturbatoare cu amplitudinea mai mare decît cea care provoacă un semnal parazit egal cu clasa aparatului. Dispozitivele de montaj trebuie să asigure aplicarea axială a sarcinii. Fixarea dozei s-a făcut cu o placă de prindere, iar aplicarea forței cu o placă de apăsare. S-a mărit sarcina treptat, cu ajutorul pompei, și s-a citit pe aparatul indicator valoarea forței aplicate. După reglarea tariei și gamei, prin intermediul unui voltmetru numeric, s-a verificat ca semnalul la intrare să fie 0 mV, pentru cazul în care nu se aplică nici o greutate, și respectiv 10 mV, pentru greutatea maximă.

A fost necesar să se efectueze modificări în schemă, pentru a se realiza domeniul de măsurare 0 ... 100 daN, precum și o caracteristică liniară, obținîndu-se la bornele SURSA ale punții 5,5 ... 9,5 V.

Prin folosirea de componente electronice de precizie, s-a putut asigura adaptorului o abatere de la liniaritate sub 1% și un histerezis încadrat strict în limitele ± 0,5% ... 1%.

S-au ridicat mai multe seturi de curbe, din care s-a prezentat un set de trei în figura 5, pentru a observa modul de obținere a pantei dorite. Curba a treia a fost realizată după efectuarea modificărilor în schemă pentru a obține valorile afișate direct în [daN].

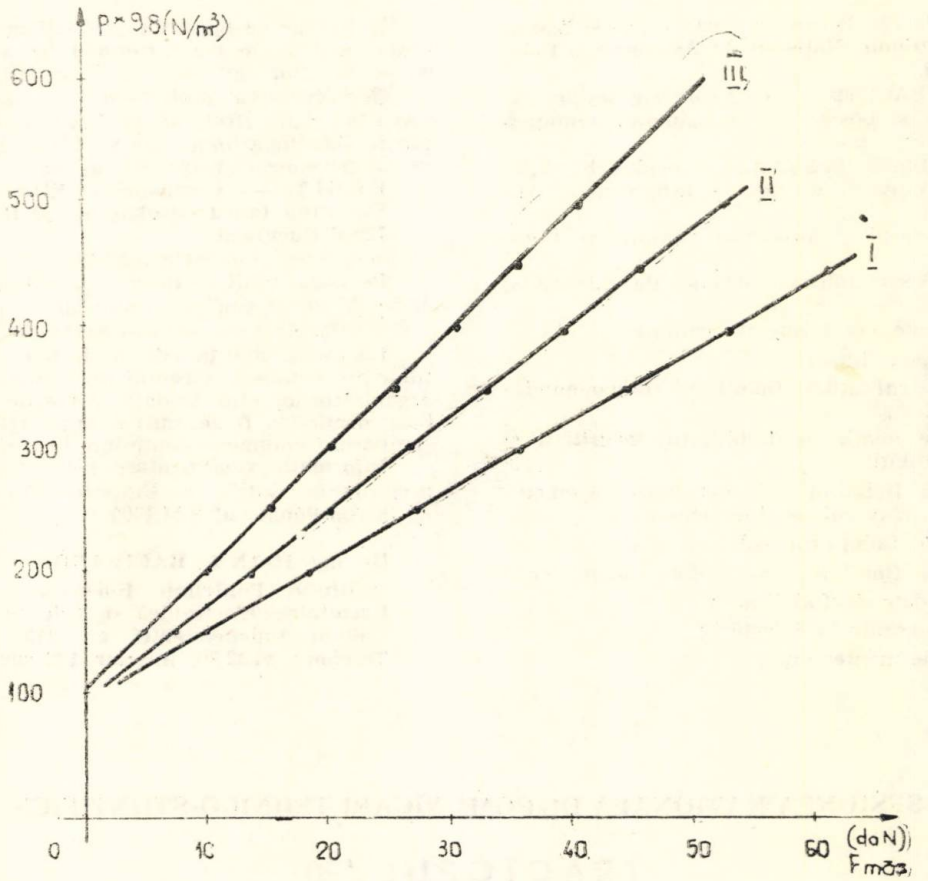


Fig. 5 Diagrame obținute pe stand.

Echipamentul de măsurare a forțelor a fost asamblat, după experimentări, într-o cutie metalică, avînd posibilitatea să lucreze prin alimentare de la rețea (220 V, 50 Hz).

Concluzii

În lucrare s-au prezentat metodele electrotensometrice de măsurare a forțelor, insistîndu-se asupra metodei traductoarelor electrice rezistive (TER). S-a adoptat o schemă a echipamentului de măsurare a forțelor pe baza aparaturii care se fabrică în țară (F.E.A.).

Aceasta realizează detectarea mărimii de măsurat, apoi adaptarea semnalului traductorului pentru a fi afișat cu ajutorul unui indicator numeric.

Pe baza experimentărilor efectuate în laborator, pe standul amenajat, s-au adus îmbunătățiri schemei existente, așa fel încît să asigure liniaritatea și precizia impusă.

Echipamentul va fi implementat într-unul din standurile de măsurare a forțelor de frecare în ventilul declanșatorului de turație la o turbină de mare putere.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Theocaris, P.S.* : Analiza experimentală a tensiunilor. Editura Tehnică, București, 1977.

[2] *Nicolau, Ed. ș.a.* : Manualul inginerului electronist — Măsurări electronice. Editura Tehnică, București, 1979.

[3] x x : Manual de instrucție M.I.C. — 5051, F.E.A.

MANIFESTĂRI TEHNICO-ȘTIINȚIFICE

SIMPOZIONUL DE ASIGURARE A CALITĂȚII ȘI FIABILITĂȚII

În perioada 19—21 aprilie 1990, se va desfășura, la Tușnad, **Simpozionul Național de Asigurare a Calității și Fiabilității**.

În cadrul SACF'90 vor fi organizate **sesiuni de comunicări** (orale și poster) cu următoarea **tematică** orientativă :

- Teoria calității, fiabilității și mentenabilității ;
- Implementarea sistemelor de asigurare a calității ;
- Management-ul și prognoza calității și fiabilității ;
- Implicații economice și sociale ale calității și fiabilității ;
- Probleme ale cercurilor de calitate ;
- Calitatea serviciilor ;
- Asigurarea calității și fiabilității componentelor și sistemelor ;
- Metode de analiză a fiabilității, securității și mentenabilității ;
- Asigurarea fiabilității și securității sistemelor de mare răspundere funcțională ;
- Asigurarea fiabilității software-ului ;
- Asigurarea fiabilității proceselor tehnologice ;
- Bănci de date de fiabilitate ;
- Sisteme tolerante la defectări ;
- Strategii de mentenanță.

În funcție de opțiunile participanților, vor fi organizate mai multe **mese rotunde** pe teme de interes major în domeniul asigurării calității și fiabilității.

Acceptarea preliminară a lucrărilor pentru SACF'90 va fi efectuată pe baza unui rezumat de o pagină dactilografiată, care va fi expediat pînă la data de 31 decembrie 1989 pe adresa :

C.C.S.I.T. — Componente Electronice
Str. Erou Iancu Nicolae, nr. 32 B
72996 București

cu mențiunea „Pentru SACF'90".

Pe baza analizei rezumatelor, Comitetul științific al SACF'90 va confrma autorilor — pînă la data de 1 februarie 1990 — acceptarea lucrărilor propuse.

Lucrările selecționate, redactate conform indicațiilor prezentate în acceptul rezumatului, vor fi trimise organizatorilor pînă la data 15 martie 1990, pe această bază urmînd a fi definitivat programul simpozionului și tipărite volumele conținînd lucrările SACF'90.

Informații suplimentare privind organizarea și programul științific al simpozionului pot fi obținute de la **coordonatorul SACF'90** :

Dr. ing. IOAN C. BACIVAROF
Institutul Politehnic București
Facultatea Electronică și Telecomunicații
Splaiul Independenței nr. 313
Telefon : 50 32 89, interior 136 sau 133

SESIUNEA NAȚIONALĂ DE COMUNICĂRI TEHNICO-ȘTIINȚIFICE

TRACTORUL '90

Întreprinderea „Tractorul" Brașov, prin Comisia Inginerilor și Tehnicienilor, organizează, în perioada 10—12 mai 1990, a VIII-a ediție a sesiunii naționale de comunicări tehnico-științifice, cu tema :

„Tehnologii moderne aplicabile în fabricația de tractoare"

Comunicările care se vor prezenta vor fi orientate pe următoarele teme :

- Realizări și tendințe în domeniul mecanizării și robotizării flexibile în domeniul prelucrării prin așchiere, sudurii, debitării, sectoarelor calde, montajului și transportului intern.
- Proiectarea tehnologiei pentru robotizarea proceselor de producție.
- Proiectare asistată de calculator (tehnică de calcul și programe).
- Aspecte economico-organizatorice și de pregătire a personalului pentru automatizare flexibilă a fabricației.

Înscrierea la sesiune se face prin trimiterea fișei de înscriere și a rezumatului comunicării pînă în data de 1 februarie 1990.

Corespondența va fi transmisă pe adresa : Întreprinderea „Tractorul" str. Turnului Nr. 5, cod 2200, Popa Ioan Eugen, telefon 921/63422 inter. 3694, de unde se pot solicita fișe de înscriere.

INDICE ALFABETIC PE AUTORI

A

ACHIMAȘ, G. : nr. 2—3, p. 61
AILINCĂI, I. : nr. 12, p. 590
ALBU, E. : nr. 4, p. 207, nr. 8, p. 409
ALEXANDRESCU, N. : nr. 4, p. 240, nr. 5, p. 251
ALEXANDRINA, M. : nr. 1, p. 53
ALEXANDRU, I. : nr. 2—3, p. 126
ANGHEL, A. : nr. 8, p. 387, 391, 404, 424
ANTON, I. : nr. 8, p. 387
ANTONESCU, N. : nr. 2—3, p. 135

B

BACIU, I. : nr. 8, p. 399
BADEA, N. : nr. 2—3, p. 96
BADEA, S. : nr. 2—3, p. 118, 141
BADOI, I. : nr. 1, p. 39
BALAȘIU, D. : nr. 4, p. 213
BANABIC, V. : nr. 12, p. 582
BĂLTĂȚEANU, ERIKA : nr. 4, p. 181
BĂLTĂȚEANU, N. : nr. 10, p. 523
BĂLȚAT, M. : nr. 2—3, p. 70, 96
BEBESELEA, O. : nr. 8, p. 404
BEJAN, I. : nr. 8, p. 435
BEJAN, M. : nr. 6, p. 275
BONEA, I. : nr. 6, p. 291
BOTEZ, MAGDALENA : nr. 7, p. 372
BOTEZATU, LILIANA : nr. 9, p. 454
BOZOCEA, EUGENIA : nr. 2—3, p. 83
BRAICU, B. : nr. 12, p. 571
BLEJERU, V. : nr. 2—3, p. 148
BROȘTEAN, I. : nr. 8, p. 399
BUCȘAN, C. : nr. 5, p. 260
BULANCEA, V. : nr. 2—3, p. 126
BUTNARU, S. : nr. 2—3, p. 91, 114

C

CALCAN, I. : nr. 9, p. 466, 490
CALEA, GH. : nr. 1, p. 53
CALEAP, N. : nr. 2—3, p. 148
CANTĂ, T. : nr. 2—3, p. 61, 94, 100, 106, 111, 130
CATANĂ, D. : nr. 10, p. 527
CATA-DANIL, G. : nr. 4, p. 205
CERACEANU, D. : nr. 5, p. 260
CIOBANU, E. : nr. 5, p. 244
CIOBANU, O. : nr. 7, p. 362
CIOBOTARU, S. : nr. 9, p. 454, 457, 461, 484, 490, 497
CIOTLAUȘ, I. : nr. 6, p. 306
COMAN, G. : nr. 2—3, p. 126
CONSTANTINESCU, C. : nr. 7, p. 341
CONSTANTINESCU, FLORICA : nr. 9, p. 457
COJOCARU, G. : nr. 10, p. 523
COPESKI, C. : nr. 1, p. 24
COSMIN, EVA : nr. 1, p. 44
COZMINCĂ, M. : nr. 7, p. 341
CRISTESCU, C. : nr. 6, p. 291
CRISTUINEA, C. : nr. 10, p. 517
CURIȚA, I. : nr. 5, p. 229, 263, 269
CRIȘAN, H. : nr. 1, p. 44
CRIȘAN, I. : nr. 1, p. 59

D

DEMIAN, I. : nr. 5, p. 217, 219, 229, 237, 256
DIACONESCU, STELA : nr. 2—3, p. 64
DIACONU, I. : nr. 2—3, p. 83
DIMA, GEORGETA : nr. 2—3, p. 91
DIMITRIU, R. : nr. 8, p. 442
DOGARU, I. : nr. 12, p. 598
DOGARU, M. : nr. 12, p. 598
DOICU, A. : nr. 5, p. 229, 263, 269
DRAGOSTE, A. : nr. 6, p. 319
DRAGNEA, MARIANA : nr. 7, p. 328
DRĂGAN, I. : nr. 2—3, p. 61, 100, 111, 130
DRĂGHICI, GH. : nr. 7, p. 323
DRAGHICI, S. : nr. 2—3, p. 118, 141
DUMITRU, C. : nr. 1, p. 2
DUMITRU, M. : nr. 12, p. 592

E

ENESCU, C. : nr. 2—3, p. 96

F

FODOR, V. : nr. 2—3, p. 91
FLOREIU, AL. : nr. 10, p. 534, 535
FLEȘER, T. : nr. 10, p. 507
FLORESCU, R. : nr. 12, p. 580

G

GEAMĂN, V. : nr. 2—3, p. 74
GEAMBAȘU, O. : nr. 6, p. 312
GEORGESCU, AURELIA : nr. 2—3, p. 64, 83
GEORGEVICI, I. : nr. 2—3, p. 70, 103
GHERESCU, C. : nr. 4, p. 181
GHEORGHE, ȘT. : nr. 8, p. 422
GHEORGHICESCU, V. : nr. 12, p. 579
GHEORGHIU, A. : nr. 4, p. 201, 205
GHEORGHIU, I. : nr. 2—3, p. 148
GHIȚULESCU, C. : nr. 8, p. 391, 419
GIACOMELLI, I. : nr. 1, p. 17
GLIGA, MARIANA : nr. 2—3, p. 106
GONCEA, ADRIANA : nr. 9, p. 502
GORON, I. : nr. 2—3, p. 100, 111
GRĂDIȘTEANU, I. : nr. 1, p. 1, 2, nr. 10, p. 545
GRECOV, DANA : nr. 5, p. 217
GRECU, E. : nr. 5, p. 232
GRECU, O. : nr. 1, p. 39
GRECIUC, T. : nr. 7, p. 372
GUȚĂ, D. : nr. 8, p. 391
GYULAI, FR. : nr. 8, p. 387

H

HERA, ADRIANA : nr. 5, p. 237, 240
HERBEI, N. : nr. 12, p. 592
HOPOTĂ, A. : nr. 8, p. 427
HOROVITZ, A. : nr. 4, p. 181
HRAPUNOVA, ALLA : nr. 1, p. 31
HULEA, I. : nr. 12, p. 571
HURDUBAIE, A. : nr. 9, p. 457, 461

I

ILIESCU, E. : nr. 10, p. 523
ILIESCU, G. : nr. 12, p. 580
IONESCU, E. : nr. 1, p. 24
IONESCU, GABRIELA : nr. 1, p. 6
IONESCU-MUSCEL, SILVIA : nr. 5, p. 226

K

KATONA, L. : nr. 12, p. 598
KOLATI, ANGELICA : nr. 8, p. 427
KOLATI, I. : nr. 8, p. 427
KOSTRAKIEVICI, S. : nr. 5, p. 263, 269
KOVACS, V. : nr. 6, p. 306
KOVACS, ST. : nr. 6, p. 318
KULIN, M. : nr. 10, p. 544

L

LIXANDRU, A. : nr. 9, p. 484, 502
LUNGU, MARINELA : nr. 9, p. 471, 477
LUPȘIASCA, C. : nr. 8, p. 435

M

MANIU, AL. : nr. 2—3, p. 74
MANTHO, E. : nr. 1, p. 2
MARCU, M. : nr. 7, p. 323
MARDARE, D. : nr. 2—3, p. 148
MARGHITU, S. : nr. 10, p. 523
MARTIN, D. : nr. 10, p. 523
MARTON, NATALIA : nr. 8, p. 433
MASTICI, G. : nr. 6, p. 301, 312
MATACHE, GH. : nr. 7, p. 328
MATEIU, H. : nr. 10, p. 519
MĂLAESCU, D. : nr. 8, p. 306
MĂLDĂRESCU, T. : nr. 12, p. 571
MICU, C. : nr. 5, p. 260
MILITARU, A. : nr. 4, p. 201
MITELEA, I. : nr. 10, p. 513
MITRACHE, CRISTINA : nr. 9, p. 502
MITREA, A. : nr. 4, p. 185
MITREA, P. : nr. 4, p. 185
MOC, D. : nr. 10, p. 528
MOCIRAN, M. : nr. 6, p. 287
MOLDOVAN, V. : nr. 6, p. 275, 281, 287
MOLDOVEANU, V. : nr. 1, p. 24
MUNTEANU, CORNELIA : nr. 2—3, p. 126
MUREȘAN, E. : nr. 6, p. 316

N

NAGY, E. : nr. 6, p. 319
NAN, FL. : nr. 9, p. 457, 461, 497
NĂSTASE, E. : nr. 4, p. 201
NĂSTASE, G. : nr. 4, p. 215
NEDELCU, ELENA : nr. 9, p. 466, 490
NICA, GH. : nr. 2—3, p. 114
NICA, M. : nr. 7, p. 328
NICHIFOR, G. : nr. 12, p. 584
NICODIM, M. : nr. 8, p. 391
NICULESCU, A. : nr. 10, p. 523
NINCOV, L. : nr. 8, p. 422
NISTOR, L. : nr. 2—3, p. 100, 111, 130
NITS, MARTA : nr. 9, p. 466, 490
NICOLAU, P. : nr. 4, p. 201
NIȚĂ, A. : nr. 5, p. 219, 256

O

OPRAN, C. : nr. 7, p. 333, 349
OPREA, A. : nr. 7, p. 353
OPRESCU, TEODOSIA : nr. 2—3, p. 151
OPROIU, C. : nr. 10, p. 523

P

PANA, FLORICA : nr. 9, p. 471, 477
PANTEA, V. : nr. 1, p. 44
PASCU, A. : nr. 5, p. 217
PATAKI, I. : nr. 6, p. 318
PAVEL, A. : nr. 10, p. 544
PAVEL, C. : nr. 12, p. 584
PAVEL, I. : nr. 2—3, p. 126
PĂTRUICĂ, I. : nr. 6, p. 301
PĂSLARU, O. : nr. 6, p. 309
PETHÖ, L. : nr. 4, p. 167, 173, 175
PINTEA, V. : nr. 7, p. 353
POP, GH. : nr. 2—3, p. 114
POPA, A. : nr. 6, p. 320
POPA, I. : nr. 12, p. 571
POPA, M. : nr. 4, p. 201, nr. 8, p. 409
POPAN, V. : nr. 12, p. 582, 588
POPESCU, A.V. : nr. 2—3, p. 83
POPESCU, CARMEN : nr. 8, p. 427
POPESCU, E. : nr. 2—3, p. 135
POPESCU, GH. : nr. 1, p. 24
POPESCU, MARINELA : nr. 6, p. 301, 312
POPESCU, V. : nr. 2—3, p. 76
POPOVICI, I. : nr. 12, p. 590
PRICOP, F. : nr. 2—3, p. 148
PUȚUREANU, A. : nr. 9, p. 484
PĂSCUȚ MELANIA : nr. 7, p. 457

R

RADU, B. : nr. 10, p. 513
RAICOV-POPA, N. : nr. 8, p. 391, 419, 422
RASZGA, C. : nr. 8, p. 409
RAȘEEV, D. : nr. 7, p.323
RATCU, P. : nr. 2—3, p. 64, 96
RĂCHITĂ, A. : nr. 2—3, p. 94
RĂDUCANU, A. : nr. 1, p. 39
RĂDULESCU, M. : nr. 6, p. 296
RIZESCU, C.I. : nr. 5, p. 232
RETEGAN, L. : nr. 12, p. 588
RIPOSAN, I. : nr. 1, p. 35
ROMAN, D. : nr. 8, p. 391
RUSU, L. : nr. 6, p. 316

S

SABO, A. : nr. 6, p. 296
SAVA, SOFIA : nr. 2—3, p. 64, 83
SĂBĂDUȘ, D. : nr. 2—3, p. 61, 94, 100, 111
SĂVULESCU, MARIE JEANNE : nr. 7, p. 323
SARBU, GH. : nr. 2—3, p. 114
SLAVOV, E. : nr. 12, p. 584
SPANOCHE, E. : nr. 10, p. 528
STAN, S. : nr. 12, p. 588
SUCIU, E. : nr. 8, p. 399
SUSAN, M. : nr. 2—3, p. 126
SZABO, FR. : nr. 12, p. 579

Ș

ȘERBAN, C. : nr. 1, p. 17
ȘERBANESCU, CARMEN : nr. 9, p. 477
ȘIMAN, H : nr. 12, p. 580
ȘTEFANESCU, LILIANA : nr. 9. p. 477

T

TĂMAȘDAN, L. : nr. 2—3, p. 91
TĂRNĂUCEANU, R. : nr. 2—3, p. 114
TELEAȘĂ, M. : nr. 1, p. 21
TIMUȘ, D. : nr. 10, p. 527
TOPAL, D. : nr. 4, p. 196, nr. 7, p. 364
TOTOESCU, ADRIANA : nr. 9, p. 466, 490
TOTU, A. : nr. 4, p. 189
TOVICĂ, M. : nr. 10, p. 509
TUDOR, D. : nr. 5, p. 219, 223, 237, 240
TUDORA, M. : nr. 4, p. 201, 205
TUROS, S. : nr. 12, p. 582
TUDORA, A. : nr. 4, p. 201, 205

U

UDROIU, I. : nr. 1, p. 21
UNGUREANU, M. : nr. 9, p. 471, 477
UNGURU, I. : nr. 10, p. 528

V

VARGA, B. : nr. 2—3, p. 74
VARGA, L.C. : nr. 10, p. 537
VASILE, S. : nr. 1, p. 24
VASILIU, A. : nr. 1, p. 44, 57
VASIU, R. : nr. 6, p. 306

VERMEȘAN, G. : nr. 4, p. 185
VIERU, V. : nr. 2—3, p. 103
VIȘAN, L. : nr. 9, p. 484
VÎLSAN, R. : nr. 9, p. 484
VLASE, A. : nr. 7, p. 333, 349
VOIA, I. : nr. 8, p. 433
VOICU, M. : nr. 9, p. 490, 497

W

WESELOVSCHI, B. : nr. 5, p. 260

Z

ZAHARIA, C. : nr. 2—3, p. 135

SUMAR ANUAL PE PROBLEME
1989

Autori	Temă	RCM nr.	Pag.
	SECTOARE CALDE		
	Turnătorie		
COPESKI, C., VASILE, S., MOLDOVEANU, V., IONESCU, E., MIU, I., POPESCU, GH. :	**Comportarea la temperaturi negative a oțelului inoxidabil austenitic de tip W. 1.4408, turnat în piese, asimilat la Întreprinderea de Pompe „Aversa" — București**	1/1989	24
HRAPUNOVA, ALLA :	**Considerații privind turnarea în baie de zgură**	1/1989	31
RIPOȘAN, I. :	**Domenii de utilizare a fontei cu grafit nodular bainitice și eficiența înlocuirii oțelului turnat și forjat**	1/1989	35
BĂDOI, R., RĂDUCANU, A., GRECU, O. :	**Recuperarea deșeurilor și a rebuturilor din oțeluri și aliaje deficitare, prin retopire electrică în baie de zgură**	1/1989	39
	Tratamente		
IONESCU, GABRIELA :	**Studii și cercetări experimentale privind natura straturilor dure obținute prin CVD, tratamente termice aplicate și starea de tensiune**	1/1989	6
GIACOMELLI, I., ȘERBAN, C. :	**Cercetări privind influența parametrilor de lucru, la sulfizarea și sufocianizarea stimulate electric, asupra procesului termochimic**	1/1989	17
UDROIU, I., TELEAȘĂ M. :	**Recristalizarea în atmosferă de hidrogen și azot a tuburilor cu pereți foarte subțiri din oțeluri inoxidabile austenitice**	1/1989	21
COSMIN, EVA, VASILIU, A., PANTEA, V., CRIȘAN, H. :	**Efectele refolosirii (denocivizării) deșeurilor cianurice asupra dezvoltării tratamentelor termochimice în băi de zgură**	1/1989	44
	Tehnologii moderne de deformare plastică		
CALEA, GH., ALEXANDRINA, M. :	**Rularea roților de lanț, tehnologie modernă ce asigură creșterea calității și productivității și consum minim de materiale și energie**	1/1989	53
CANTĂ, T., DRĂGAN, I., SĂBĂDUȘ, D., ACHIMAȘ, GH. :	**Cercetări privind matrițarea orbitală a roților dințate conice**	2-3/1989	61
RATCU, P., SAVA, SOFIA GEORGESCU, AURELIA, DIACONESCU, STELA :	**Matrițarea aliajelor de titan pentru industria aeronautică**	2-3/1989	64
BĂLȚAT, M., GEORGEVICI, I. :	**Procedeu și dispozitv pentru matrițarea flanșei pieselor grele**	2-3/1989	70

GEAMĂN, V., VARGA, B., MANIU, AL. :	**Cercetări privind influența presării izostatice asupra compactității pieselor turnate din aliaje aluminiu**	2-3/1989	74
POPESCU, V. :	**Cercetări experimentale asupra stării de tensiune care apare în timpul refulării**	2-3/1989	76
GEORGESCU, AURELIA, POPESCU, A. V., SAVA, SOFIA, BOZOCEA, EUGENIA, DIACONU, I. :	**Particularități tehnologice și metalurgice ale aliajului INCONEL 718**	2-3/1989	83
BUTNARU, S., DIMA, GEORGETA, TĂMĂȘDAN, L., FODOR, V. :	**Tehnologii neconvenționale de forjare liberă pe prese hidraulice**	2-3/1989	91
CANTA, T., SĂBĂDUȘ, D., RĂCHITĂ, A. :	**Realizarea forjării orbitale pe prese hidraulice clasice**	2-3/1989	94
RATCU, P., BADEA, N., BĂLȚAT, M., ENESCU, C. :	**Forjarea liberă, extrudarea și matrițarea unui corp piston pentru motoare navale semirapide**	2-3/1989	96
DRĂGAN, I., CANTA, T., NISTOR, L., GORON, I., SĂBĂDUȘ, D. :	**Cercetări privind neuniformitatea deformațiilor la forjarea orbitală**	2-3/1989	100
GEORGEVICI, I., VIERU, V. :	**Contribuții la tehnologia de cromizare în mediu solid**	2-3/1989	103
CANTA, T., GLIGA, MARIANA :	**Cercetări privind tragerea fără filieră**	2-3/1989	106
DRĂGAN, I., CANTA, T., NISTOR, L., GORON, I., SĂBĂDUȘ, D. :	**Cercetări privind optimizarea regimurilor de forjare a pieselor grele de performanță**	2-3/1989	111
POP, GH., NICA, GH., SÂRBU, GH., TÂRNĂUCEANU, R., BUTNARU, S. :	**Cercetări industriale privind turnarea și forjarea lingourilor cave**	2-3/1989	114
BADEA, S., DRĂGHICI, S. :	**Unele probleme cu privire la aplicarea în practică a rezultatelor încercărilor de deformabilitate**	2-3/1989	118
ALEXANDRU, I., COMAN, G., BULANCEA, V., PAVEL, I., SUSAN, M., MUNTEANU, CORNELIA :	**Influența tratamentului termic sub °C asupra proprietăților unor oțeluri pentru fabricația cilindrilor de laminor**	2-3/1989	126
DRĂGAN, I., CANTA, T., NISTOR, L. :	**Studiul proceselor de transfer termic la deformare plastică folosind metoda diferențelor finite**	2-3/1989	130
ANTONESCU, N., POPESCU, E., BARTHA, N., ZAHARIA, C. :	**Cercetări privind îmbunătățirea calității oțelului rapid**	2-3/1989	135
BADEA, S., DRĂGHICI, S. :	**Studii privind stabilirea unor parametri tehnologici de matrițare prin metoda liniilor de alunecare**	2-3/1989	141
BLEJERU, V., CALEAP, N., MARDARE, D., PRICOP, F., GHEORGHIU, L. :	**Posibilități de reducere a consumurilor prin reproiectare de tehnologii și modernizare de utilaje, la Întreprinderea de Rulmenți Bîrlad**	2-3/1989	148

Utilaje pentru deformare plastică

BEJAN, M., MOLDOVAN, V. :	**Elemente de calcul al batiurilor de tip cadru, utilizate în construcția preselor hidraulice de mare tonaj**	6/1989	275
MOLDOVAN, V., BEJAN, M. :	**Aspecte privind calculul deformațiilor elastice ale ale batiurilor preselor hidraulice**	6/1989	281
MOCIRAN, M., MOLDOVAN, V. :	**Considerații privind optimizarea sistemelor de acționare ale preselor hidraulice cu șurub**	6/1989	287
CRISTESCU, C., BONEA, I. :	**Considerații asupra realizării cadențelor mari de lucru, la presele hidraulice pe emulsie**	6/1989	291
BĂDULESCU, M., SABO, A. :	**Acționare hidraulică pentru laminor radial-axial pentru inele Ø 1700**	6/1989	296
MASTICI, G., POPESCU, MARINELA, PĂTRUICĂ, I. :	**Soluții constructive noi în proiectarea aparatelor hidraulice din centrala hidropneumatică**	6/1989	301
MĂLĂESCU, D., CIOTLĂUȘ, I., VASIU, R., KOVACS, V. :	**Mecanizare complexă a liniei tehnologice cu presă oleohidraulică de matrițare**	6/1989	306
PĂSLARU, O. :	**Prese hidraulice pentru matrițare**	6/1989	309
MASTICI, G., POPESCU, MARINELA, GEAMBAȘU, O. :	**Amortizor de șocuri hidraulice cu piston**	6/1989	312
MUREȘAN, E., RUSU, L. :	**Ciocan pneumatic de batere pene**	6/1989	316
PATAKI, I., KOVACS, ST. :	**Dispozitiv de rotire și presare**	6/1989	318
NAGY, E., DRAGOSTE, A. :	**Cric hidraulic de 4000 tf**	6/1989	319

PROIECTARE ASISTATĂ DE CALCULATOR

PETHÖ, L. :	**O nouă metodă de discretizare a structurilor plane complexe**	4/1989	167
PETHÖ, L. :	**Amortizarea procesului de discretizare a structurilor plane complexe**	4/1989	173
PETHÖ, L. :	**Aplicarea metodei elementelor de frontieră, la studiul concentrărilor de tensiuni, într-o epruvetă crestată**	4/1989	175
HOROVITZ, A., BĂLTĂȚEANU, ERIKA, FRANZ, HEIDRUN, GHERESCU, C. :	**Utilizarea microcalculatorului TIM-S la proiectarea organelor de mașini**	4/1989	181
MITREA, A., MITREA, P., VERMEȘAN, G. :	**Asupra determinării funcției obiectiv a unui proces metalurgic (I)**	4/1989	185
ANTON, M. :	**Centrul de calcul M.I.Et., promotor al activității de proiectare asistată de calculator**	9/1989	453
BOTEZATU, LILIANA, CIOBOTARU, S. :	**Contribuții la industralizarea procesului de elaborare a sistemelor de proiectare asistată de calculator**	9/1989	454
NAN, FL. CIOBOTARU, S., CONSTNTINESCU, FLORICA : HURDUBAIE, A. :	**SIDEF — mediu de elaborare integrală a etapelor de proiectare**	9/1989	457
NAN, FL., HURDUBAIE, A., CONSTANTINESCU, FLORICA :	**Sistem integrat pentru proiectarea constructivă și fabricația asistată de calculator a grătarelor pentru acumulatoarele auto**	9/1989	461

CALCAN, I., NITS, MARTA, NEDELCU, ELENA, TOTOESCU, ADRIANA :	**Biblioteci de rutine utilizate în aplicații de cercetare și proiectare asistate de calculator**	9/1989	466
UNGUREANU, N., LUNG, MARINELA, PANĂ, FLORICA :	**Sistem interactiv pentru introducerea, manipularea și editarea desenelor industriale pornind de la cote**	9/1989	471
UNGUREANU, N., PANĂ, FLORICA, LUNG, MARINELA, ȘTEFĂNESCU, LILIANA, ȘERBĂNESCU, CARMEN :	**SIPACS — sistem integrat pentru proiectarea și fabricația asistate de calculator a ștanțelor**	9/1989	477
PUȚUREANU, A., CIOBOTARU, S., LIXANDRU, A., VIȘAN, L., VÎLSAN, R. :	**Sistem integrat pentru proiectarea constructivă și tehnologică asistată de calculator a familiilor de repere**	9/1989	484
NITS MARTA, CALCAN, I., CIOBOTARU, S., NEDELCU, ELENA, TOTOESCU, ADRIANA, VOICU, M. :	**Sistem integrat de dimensionare, verificare, proiectare constructivă, proiectare tehnologică și fabricație asistate de calculator a arborilor drepți**	9/1989	490
VOICU, M., CIOBOTARU, S., NAN, FL. :	**Sistem integrat pentru dimensionarea, verificarea, proiectarea tehnologică și fabricația asistată de calculator a angrenajelor cilindrice, conice și melcate**	9/1989	497
MITRACHE, CRISTINA, LIXANDRU, A., GONCEA, ADRIANA :	**Sistem interactiv de amplasare a utilajelor în halele de prelucrări mecanice**		
GRECIUC, T., BOTEZ, MAGDALENA :	**Croirea semifabricatelor dreptunghiulare din tablă subțire de pe bandă**	7/1989	372
GRĂDIȘTEANU, I. :	**Aplicații noi, generalizabile, ale metodelor cu elemente finite**	10/1989	545

ÎNCERCAREA MATERIALELOR

Încercări nedistructive

NICOLAU, P., TUDORA, A., GHEORGHIU, A., MILITARU, A., POPA, M., TUDORA, M., NĂSTASE, E. :	**Palpator unghiular cilindric de 70°, frecvență 2 MHz, pentru instalația automată de control ultrasonic al sudurilor**	4/1989	201
TUDORA, A., CATA-DANIL, G., GHEORGHIU, A., TUDORA, M. :	**Metodă de determinare a frecvenței de control a palpatoarelor ultrasonice**	4/1989	205
ALBU, E. :	**Influența temperaturii asupra controlului cu ultrasunete al îmbinărilor sudate**	4/1989	207
BALAȘIU, D. :	**Metodă electromagnetică de control al tratamentelor de detensionare**	4/1989	213
OPROIU, C., BĂLTĂȚEANU, N., MARGHITU, S., MARTIN, D., ILIESCU, E., NICULESCU, A., COJOCARU, G. :	**Utilizarea acceleratorului liniar în procesul industrial de control nedistructiv**	10/1989	523
TIMUȘ, D., CATANĂ, D. :	**Determinări de elemente chimice prin foto — și neutrono-activare folosind generatoare de radiații** penetrante de tip accelerator de particule	10/1989	527

UNGURU, I., SPÂNOCHE, E., MOC, D. :	Cercetări privind controlul ultrasonic al îmbinărilor sudate realizate cu materiale austenitice	10/1989	528
FLOREIU, AL. :	Metodă electromagnetică de control dinamic nedistructiv	10/1989	534
FLOREIU, AL. :	Principiul fizic al metodei de vizualizare a unui fascicul ultrasonic modulat în fază spațială	10/1989	535
VARGA, L.C. :	Studiul comparativ al sortării pieselor din oțel cu aparatele Metaltest, Permeatest și Termotest	10/1989	537
PAVEL, A., KULIN, M. :	Aparatul „Carbotest-01" pentru evaluarea nedistructivă a gradului de carburare la serpentinele tubulare ale cuptoarelor tehnologice	10/1989	544

Încercări mecanice

RAȘEEV, D., MARCU, M., SĂVULESCU, MARIE, JEANNE, DRĂGHICI, GH. :	Cercetări privind realizarea depunerilor de materiale inoxidabile pe oțeluri turnate de îmbunătățire	7/1989	323
NICA, M., MATACHE, GH., DRAGNEA, MARIANA :	Cercetări privind formarea și transformarea structurii unui superaliaj cu bază nichel	7/1989	328
FLEȘER, T. :	Dezvoltarea de noi metode și echipamente în sprijinul verificării calității materialelor și a îmbinărilor sudate	10/1989	507
TOVICĂ, M. :	Determinarea caracteristicilor de mecanică a ruperilor la trei mărci de oțeluri slab aliate, utilizate la construcția prăjinilor de foraj	10/1989	509
MITELEA, I. : RADU, B. :	Cercetări experimentale asupra tenacității îmbinărilor sudate prin frecare din oțeluri 41 Mo Cr. 11 + OLC 45	10/1989	513
CRISTUINEA, C. :	Mașină de încercat la fluaj cu încărcare variabilă ciclic	10/1989	517
MATEIU, H. :	Influența conținutului de sulf asupra comportării la oboseală la contact a oțelurilor de rulmenți	10/1989	519

SISTEME FLEXIBILE DE PRODUCȚIE

TOTU, A. :	Strategii în alocarea sculelor așchietoare din cadrul sistemelor flexibile de producție	4/1989	189
TOPAL, D. :	Structurarea și modernizarea montajului	4/1989	196
TOPAL, D. :	Modularea utilajelor și a liniilor de montaj, etapă importantă în automatizarea flexibilă a montajului	7/1989	364

PRELUCRAREA METALELOR

OPRAN, C., VLASE, A. :	Contribuții privind tehnologia de execuție a găurilor pătrate utilizînd teoria generării prin așchiere cu directoare cinematică	7/1989	333
COZMÎNCĂ, M., CONSTANTINESCU, C.:	Elemente de bază în proiectarea burghielor pentru alezaje lungi	7/1989	341
VLASE, A., OPRAN, C. :	Cercetări teoretico-experimentale privind stabilirea relațiilor pentru forțe și momente la găurirea oțelului inoxidabil 2 Cu Mo Ni Cr 250	7/1989	349
PETRUȘ, L., PINTEA, V., OPREA, A. :	Paste de lepuire-produs nou destinat superfinisărilor, fabricat în țară	7/1989	353
PĂSCUT, MELANIA :	Lubrifianți anorganici pentru prelucrarea la cald a metalelor	7/1989	357
CIOBANU, O., CIURESCU, I. :	Metodă automată de detensionare prin vibrare a corpurilor metalice	7/1989	362

MECANICA FINĂ

Elemente constructive

DEMIAN, T., PASCU, A., GRECOV, DANA :	**Aspecte tehnologice privind realizarea lagărelor radiale autoportante, cu canale spirale**	5/1989	217
DEMIAN, T., TUDOR, D.,	**Motoare pas cu pas de gabarit mic utilizate în construcția unui picup tangențial**	5/1989	219
NIȚĂ, A. : TUDOR, D. :	**Asupra unor soluții pentru compensarea erorilor în sistemele de poziționare**	5/1989	223
IONESCU-MUSCEL, SILVIA :	**Cercetarea amortizoarelor folosite în stabilizatoarele de viteză**	5/1989	226
DEMIAN, T., CURIȚA, I., DOICU, A. :	**Asupra calculului și experimentării lagărelor cu mercur**	5/1989	229
GRECU, E., RIZESCU, C.I. :	**Considerații privind determinarea unor elemente cinematice și calitatea imprimării la miniimprimantele prin impact**	5/1989	232

Echipamente hidropneumatice

DEMIAN, T., TUDOR, D., HERA, ADRIANA :	**Trasarea profilului danturii rotor-stator la motoarele hidraulice lente fabricate în România**	5/1989	237
ALEXANDRESCU, N., TUDOR, D., HERA, ADRIANA :	**Determinarea parametrilor de viteză unghiulară și moment motor ai hidromotoarelor lente tip orbital**	5/1989	240
CIOBANU, E.:	**Cercetări privind forțele în regim dinamic la un distribuitor cu sertăraș plan**	5/1989	244
ALEXANDRESCU N. :	**Amplificator electro--hidraulic cu reacție mecanică**	5/1989	251
DEMIAN, T., NIȚĂ, A.M. :	**Realizarea unor noi pompe peristaltice de tip sinusoidal, p. II**	5/1989	256

Traductoare și aparate

MICU, C., BUCȘAN, C., CERĂCEANU, D., WESELOVSCHI, B. :	**Contoare cu roți dințate ovale pentru lichide**	5/1989	260
CURIȚA, I., KOSTRAKIEVICI, S., DOICU, A. :	**Considerații privind proiectarea unor traductoare de presiune cu mărci tensometrice**	5/1989	263
CURIȚA, I., KOSTRAKIEVICI, S., DOICU, A. :	**Asupra unor aspecte de calcul privind traductoarele miniaturale de presiune, cu diafragmă, integrate pe siliciu**	5/1989	269

MOTOARE CrU ARDERE INTERNĂ

GRĂDIȘTEANU, I. :	**Motorul termic-element cheie în dezvoltarea industriei construcțiilor de mașini**	1/1989	1
DUMITRU, C., GRĂDIȘTEANU, I., MANTHO, E. :	**Contribuții la determinarea stării de solicitare a bielelor motoarelor și compresoarelor**	1/1989	2

ECHIPAMENTE ENERGETICE

Aeroagregate

GYULAI, FR., ANTON, I., ANGHEL, A. :	**Agregate aeroelectrice cu turbine orizontale pentru sistemul energetic național**	8/1989	387

ANGHEL, A., GHIȚULESCU, C., RAICOV-POPA, N., NICODIM, M., VERGILIU, C., GUȚĂ, D., ROMAN, D. :	**Agregate aeroelectrice orizontale de puteri 5—400 kW, racordabile la sistemul energetic național și consumatori izolați**	8/1989	391
BROȘTEAN, L., SUCIU, E., BACIU, I. :	**Determinarea pe model a caracteristicilor turbinei pentru agregatul experimental de 300 kW**	8/1989	399
ANGHEL, A., BEBEȘELEA, O. :	**Ipoteze privind calculul aerodinamic al rotorilor agregatelor aeroelectrice**	8/1989	404
RASZGA, C., POPA, M., ALBU, E. :	**Sistem și metodică de achiziție și prelucrare a rezultatelor încercării pe model a turbinelor de vînt**	8/1989	409
GHIȚULESCU, C., RAICOV-POPA, N. :	**Echipamente și sisteme mecanice specifice agregatelor aeroelectrice orizontale**	8/1989	419
RAICOV-POPA, N., NINCOV, L., GHEORGHE, ȘT. :	**Traductor de măsură a mărimii și direcției vitezei vîntului cu aplicații la agregate aeroelectrice**	8/1989	422
ANGHEL, A. :	**Energia vîntului — aplicații și limitări**	8/1989	424
	Hidroagregate		
KOLATI, ANGELICA, KOLATI, I., HOPOTĂ, A., POPESCU, CARMEN :	**Calculul hidrodinamic al unui injector Pelton**	8/1989	427
VOIA, I., MARTON, NATALIA :	**Influența geometriei rotorului asupra regimului optim al modelelor de turbine hidraulice tip Francis**	8/1989	433
LUPȘIASCA, C., BEJAN, I. :	**Un criteriu de apreciere a posibilității apariției turbionului vidat în tubul de aspirație al unei turbine hidraulice**	8/1989	435
DIMITRIU, R. :	**Metodă statistico-grafică pentru determinarea rapidității specifice și turației sincrone la grupuri hidrogeneratoare**	8/1989	442
	Termoagregate		
HULEA, I., MĂLDĂRESCU, T., POPA, I., BRAICU, B. :	**Considerații privind soluția de susținere a pereților vaporizatorului, aplicată la cazanul de 1100 t/h, cu funcționare pe huilă**	12/1989	571
GHEORGHICESCU, V., SZABO, FR. :	**Adaptarea cazanului de 420 t/h, 137 bar, 540°C, pe lignit, pentru funcționarea exclusivă pe păcură**	12/1989	579
ȘIMAN, H., FLORESCU, R., ILIESCU, G. :	**Regimuri tranzitorii de funcționare a cazanelor energetice**	12/1989	580
POPAN, V., RETEGAN, L., BANABIC, V., TUROS, S. :	**Arzătoare de gaze cu presiune redusă și aer preîncălzit**	12/1989	582
SLAVOV, E., NICHIFOR, G., BRATU, C., PAVEL, C. :	**Detectoare pentru supravegherea flăcării de cărbune-praf în cazane energetice mari, într-o nouă concepție**	12/1989	584
POPAN, V., RETEGAN, L., STAN, S. :	**Schimbătoare de căldură cu gabarite reduse și transfer termic îmbunătățit**	12/1989	588
POPOVICI, T., AILINCĂI, T. :	**Utilizarea, la un nivel superior de eficiență, a cazanelor de 420 t/h, prin concepția unui nou turboagregat de termoficare de 100 MW**	12/1989	590
HERBEI, N., DUMITRU, M. :	**Manifestări ale fenomenului de coroziune tensofisurantă la bandajele nemagnetice ale turboagregatelor**	12/1989	592

DOGARU, M., KATONA, L., DOGARU, I., NICHIFOR, GH. : **Un nou procedeu de măsurare a forțelor mecanice de frecare** 12/1989 598

MANIFESTĂRI TEHNICO-ȘTIINȚIFICE

VASILIU, A. : **A 9-a Conferință de deformări plastice la cald, Iași, noiembrie, 1988** 1/1989 57

OPRESCU, TEODOSIA : **Prestigiosul Tîrg de la Leipzig își redeschide porțile pentru ediția de primăvară de la 12 la 18 martie 1989** 2-3/1989 151

x x x : **Informare** 2-3/1989 151

RECENZII

CRIȘAN, I. : **Informare documentară de înalt nivel** 1/1989 59

POPA, A. : **„Carte frumoasă..."** 1/1989 320

Semnal

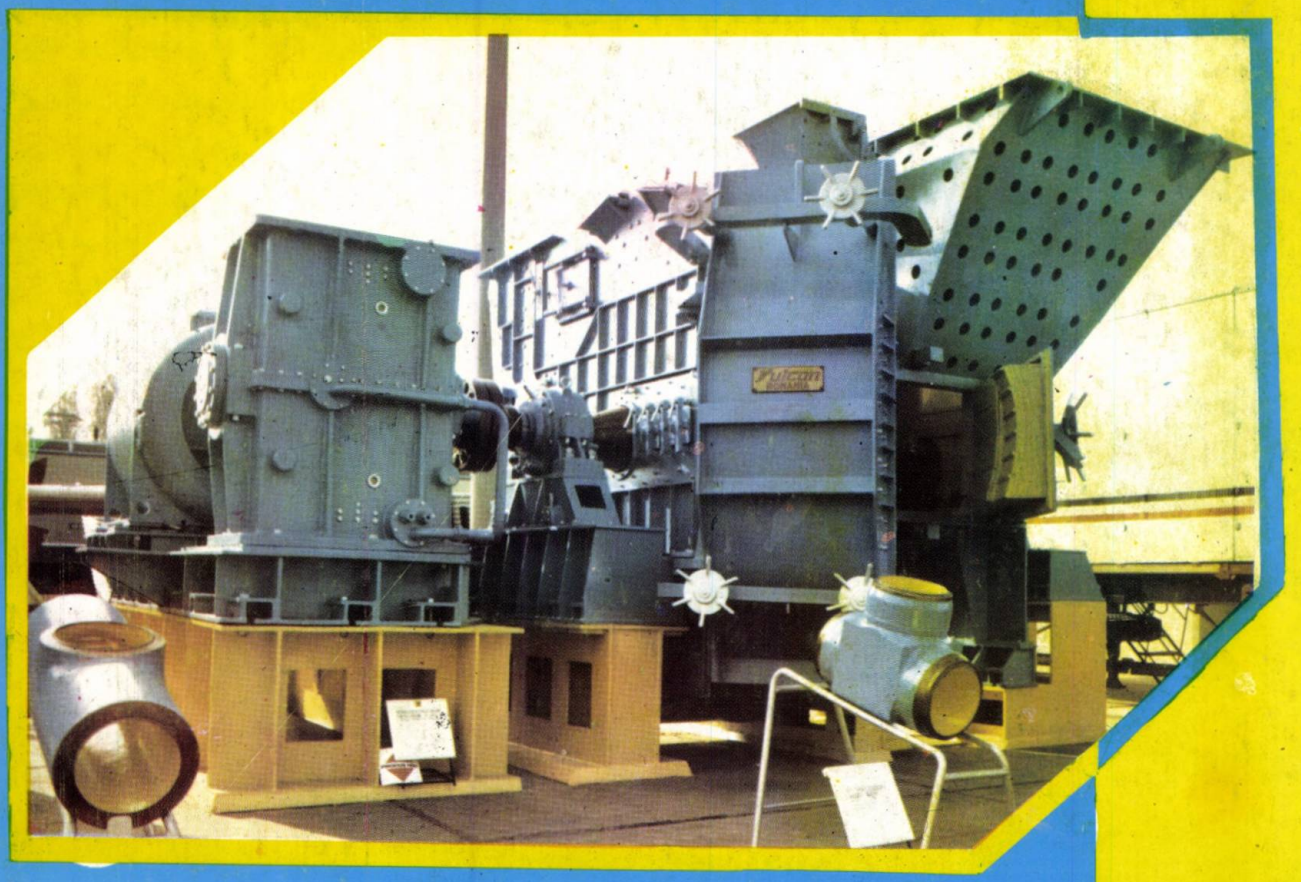
NĂSTASE, G. : **Modernizarea producției — un imperativ mereu actual** 4/1989 215

x x x : **Sumar anual de probleme 1988** 2-3/1989 153

x x x : **Indice alfabetic pe autori 1988** 2-3/1989 162

x x x : **Indice alfabetic pe autori 1989** 12/1989 603

x x x : **Sumar anual pe probleme 1989** 12/1989 603



1990 MAI 17